

PROYECTO FINAL DE CARRERA



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW

Departamento de ingeniería térmica y de fluidos

Autor: Estefanía Fernández Martínez

Tutor: Javier Villa Briongos

Leganés, Octubre 2012



AGRADECIMIENTOS

En este apartado me gustaría recordar a todas aquellas personas que me han prestado su apoyo y su ayuda durante mi periodo académico y la elaboración de este proyecto fin de carrera.

En primer lugar quisiera dar las gracias a mi familia Carmen, Jesús y Cristina y a Borja por haberme dado esta oportunidad, por su apoyo, su comprensión durante todos estos años de carrera y en concreto durante la elaboración de este proyecto y por creer en mí desde el principio. Nada de esto habría sido posible sin ellos.

También agradezco a mi tutor Javier Villa, el tiempo dedicado a este proyecto y todos sus consejos.

Por último, quiero agradecer a la Universidad Carlos III de Madrid y al departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos la oportunidad de hacer este proyecto.

RESUMEN

El acceso a la energía es un pilar básico para el desarrollo económico y para la calidad de vida de las personas. En los países desarrollados, en los que el acceso a la electricidad está garantizado, los desafíos del sector tienen que ver con la calidad, coste e impacto ambiental de esta energía.

En concreto en España, la dependencia de energía primaria del exterior es superior al 70 %, por lo que el desarrollo de las energías renovables está cobrando una gran importancia. Además de la energía eólica y la hidráulica, el aprovechamiento de la energía procedente del Sol está actualmente experimentando un gran crecimiento en España gracias a su situación geográfica privilegiada y a la climatología de las regiones del sur, en las que destaca el elevado número de días soleados al año.

Una de las formas de aprovechamiento de energía solar que está siendo más explotada en los últimos años son las centrales solares termoeléctricas, las cuales producen electricidad mediante un ciclo de vapor Rankine cuyo evaporador obtiene el calor mediante concentración de la radiación solar en un fluido caloportador.

Este tipo de centrales requieren de un gran circuito de refrigeración para poder condensar el vapor del ciclo a la salida de la turbina. Convencionalmente, estas instalaciones se basan en un condensador húmedo con una torre de enfriamiento asociada y requieren de una abundante fuente de agua para funcionar.

Debido a que las regiones donde las condiciones climáticas son ideales para la captación de la energía solar suelen tener escasez de recursos hídricos, la utilización de este tipo de condensadores húmedos limita ampliamente el desarrollo de nuevas centrales y la ampliación de otras muchas.

El presente proyecto aborda este problema planteando la alternativa del uso de aerocondensadores para este tipo de centrales solares térmicas.

Por ello se ha diseñado un aerocondensador que sustituya al modelo convencional de condensador húmedo con torre de refrigeración para una central solar térmica de 50 MW, que es la máxima potencia que tienen este tipo de centrales en España. Para completar el diseño y el análisis operativo, se han utilizado datos reales de la central solar térmica Palma del Río II, situada en Córdoba, con lo que se ha conseguido optimizar el funcionamiento del aerocondensador.

Además, se ha realizado un análisis funcional de operabilidad, HAZOP, con el fin de establecer un sistema de control que garantice el buen funcionamiento de la instalación y prevenga posibles fallos que puedan desencadenar en accidentes.

A continuación, un estudio de la problemática del agua y el impacto ambiental resaltan la relevancia de la solución adoptada desde el punto de vista medioambiental, ya que el

aerocondensador diseñado no necesita agua para funcionar y por tanto tampoco hace uso de las unidades de tratamiento de agua con que cuentan los condensadores húmedos con torre.

Por último se ha realizado un estudio económico en el que se detalla el presupuesto del sistema de control diseñado y se ha realizado una comparativa de los gastos anuales que precisa un aerocondensador y un condensador húmedo con torre.

En las conclusiones de este proyecto se plantea la efectividad del diseño efectuado y las ventajas e inconvenientes de la solución adoptada.

ABSTRACT

Access to energy is basic for economic development and quality of life of people. In developed countries, where access to electricity is guaranteed, challenges in this area have to do with the quality, cost and environmental impact of this energy.

Specifically in Spain, the primary energy dependence from abroad is over 70%, so development of renewable energy is gaining great importance. In addition to wind energy and hydraulic energy, using energy from the sun is currently experiencing a strong growth in Spain due to its geographical position and climate of the southern regions, where it highlights the high number of sunny days per year.

One way of harnessing solar energy that is being most developed in recent years are solar thermal power plants, which produce electricity through a steam Rankine cycle which evaporator obtains heat by concentrating solar radiation using a thermal fluid.

This kind of plants require an enormous refrigeration circuit to condense the steam cycle at the output of the turbine. Conventionally, these facilities are based on a wet condenser with a cooling tower which require an abundant source of water.

Regions where climatic conditions are ideal for capturing solar energy usually have a lack of water resource. Because of this fact, the use of this type of wet condenser limits the development of new plants and the expansion of many others.

This Project work proposes the use of air cooled condensers for this type of solar thermal power plants as an alternative in order to solve this problema.

Therefore an air cooled condenser has been designed to replace the conventional model of wet condenser with cooling tower for a solar thermal power plant of 50 MW, which is the maximum power that this kind of power plants can reach in Spain. In order to complete the design and operational analysis, it have been used real data from the solar thermal power plant Palma del Río II, located in Córdoba, which has lead as to optimize the operation of the air cooled condenser.

In addition, it has been performed functional analysis of operability (HAZOP), to establish a control system to ensure the proper functioning of the system and prevent possible malfunctions or accidents.

Then, a study of lack of water and environmental impact highlight the relevance of the adopted solution from an environmental perspective

Finally, it have been performed an economic study which details the budget control system designed and it has carried out a comparison between annual costs that requires an air cooled condenser and a wet condenser with a cooled tower.



This Project work tries to analyze the effectiveness of the air cooled condensar design and advantages and disadvantages of the solution adopted.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1.	INTRODUCCIÓN	15
1.1.1.	LA PROBLEMÁTICA DEL AGUA.....	17
1.2.	OBJETIVOS Y ALCANCE	17

CAPÍTULO 2: DESCRIPCIÓN DE LA CENTRAL PALMA DEL RÍO II

2.1.	INTRODUCCIÓN	20
2.2.	CENTRAL SOLAR TÉRMICA PALMA DEL RÍO II.....	22
2.2.1.	UBICACIÓN	23
2.2.2.	ESQUEMA GENERAL DE FUNCIONAMIENTO	23
2.3.	LOS AEROCONDENSADORES	26
2.3.1.	DESCRIPCIÓN DE LOS AEROCONDENSADORES	26

CAPÍTULO 3: DISEÑO

3.1.	OBJETIVOS Y ALCANCE	29
3.2.	HIPÓTESIS DE CÁLCULO.....	29
3.3.	METODOLOGÍA DE CÁLCULO	29
3.4.	PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO.....	31
3.4.1.	PROPIEDADES DEL VAPOR DE AGUA.....	31
3.4.2.	PROPIEDADES DEL AIRE DE ENTRADA AL AEROCONDENSADOR	31
3.5.	CÁLCULOS.....	34
3.5.1.	CÁLCULO DE LA POTENCIA TÉRMICA A DISIPAR.....	34
3.5.2.	CÁLCULO DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR	35
3.5.3.	CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	36
3.5.3.1.	Propiedades de los tubos.....	37
3.5.3.2.	Convección interna.....	39
3.5.3.3.	Convección externa	41
3.5.3.4.	Rendimiento de las aletas	45

3.5.3.5	Factores de ensuciamiento.....	46
3.5.3.6	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.....	47
3.5.4	ITERACIONES.....	47
3.6	ANÁLISIS OPERATIVO DEL DISEÑO.....	49
3.6.1	INVIERNO.....	49
3.6.2	VERANO.....	53
3.6.3	ANÁLISIS BAJO TEMPERATURAS EXTREMAS.....	55
3.7	COMPARATIVA DE CONSUMOS.....	59
3.7.1	CONSUMO DEL AEROCONDENSADOR.....	59
3.7.2	CONSUMOS DE UN CONDENSADOR CON TORRE DE REFRIGERACIÓN.....	65
3.8	INSTRUMENTACIÓN.....	68

CAPÍTULO 4: ANÁLISIS FUNCIONAL DE OPERABILIDAD HAZOP

4.1.	INTRODUCCIÓN.....	71
4.2.	ELECCIÓN DEL MÉTODO DE ANÁLISIS.....	71
4.3.	ANÁLISIS DE PRELIGRO Y OPERABILIDAD, HAZOP.....	73
4.3.1.	OBJETIVO Y ALCANCE.....	73
4.3.2.	MATRIZ DE INTERACCIÓN.....	74
4.3.3.	ANÁLISIS HAZOP.....	75

CAPÍTULO 5: PROBLEMÁTICA DEL AGUA E IMPACTO AMBIENTAL

5.1.	OBJETIVOS Y ALCANCE.....	85
5.2.	INTRODUCCIÓN.....	85
5.3.	DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN CONVENCIONAL.....	86
5.4.	RESUMEN DE ALTERNATIVAS Y JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA.....	91

CAPÍTULO 6: ESTUDIO ECONÓMICO

6.1.	OBJETIVOS Y ALCANCE.....	95
6.2.	PRESUPUESTO.....	95
6.2.1.	SISTEMA DE CONTROL.....	95
6.2.2.	DISEÑO E INGENIERÍA.....	96

6.2.3.	PRESUPUESTO TOTAL.....	97
6.3.	COMPARATIVA ECONÓMICA.....	97
6.3.1.	CONSUMO.....	97
6.3.2.	MANTENIMIENTO.....	98
6.3.3.	TRATAMIENTO DE AGUA.....	98
6.3.4.	RESULTADO.....	99

CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES

CONCLUSIONES.....	101
NOMENCLATURA.....	103
BIBLIOGRAFÍA.....	106
ANEXOS.....	109
ANEXO A.....	109
ANEXO B.....	109
ANEXO C.....	110
ANEXO D.....	111
ANEXO E.....	112
ANEXO F.....	112
ANEXO G.....	113
ANEXO H.....	114
ANEXO I.....	115

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Localización de centrales solares termoeléctricas en España [4].	16
Figura 2: Concentradores cilindro parabólicos [5].	20
Figura 3: Central solar termoeléctrica de torre Solucar, Sevilla [7].	21
Figura 4: Concentrador de disco parabólico [6].	22
Figura 5: Central solar térmica Palma del Río II [8].	22
Figura 6: Esquema de la central Palma del Río II.	24
Figura 7: Esquema del sistema de condensación.	25
Figura 8: Esquema de un aerocondensador con estructura en A.	26
Figura 9: Esquema de funcionamiento del aerocondensador.	27
Figura 10: Esquema de la secuencia de cálculo.	30
Figura 11: Temperaturas registradas en Córdoba para cada día del año 2011 [13].	32
Figura 12: Temperatura registrada en Córdoba el 28 de Julio del 2011 [13].	33
Figura 13: Circuito térmico equivalente de transferencia de calor a través de tubos aleteados.	36
Figura 14: Tubo aleteado devanado a presión con aletas en L [15].	37
Figura 15: Esquema de un tubo aleteado [15].	38
Figura 16: Condensación en Película en el interior de tubos aleteados [18].	39
Figura 17: Haces de tubos en configuración escalonada con flujo cruzado.	43
Figura 18: Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular [19].	45
Figura 19: Temperatura horaria registrada en Córdoba el 19 de Febrero del 2012 [13].	50
Figura 20: Producción eléctrica de la planta solar térmica Palma del Río II el día 19 de Febrero del 2012 [21].	51
Figura 21: Coeficiente global de transferencia de calor necesario a lo largo del 19 de Febrero del 2012.	52
Figura 22: Temperatura horaria registrada en Córdoba el 27 de Julio del 2011 [13].	53
Figura 23: Coeficiente global de transferencia de calor necesario a lo largo del 27 de Julio del 2011.	55
Figura 24: Temperaturas máximas registradas en Córdoba desde al año 2007 al 2011 [13].	56
Figura 25: Velocidad del aire requerida a distintas temperaturas de entrada del aire.	58
Figura 26: Esquema de la estructura en A del aerocondensador.	60
Figura 27: Construcción del aerocondensador para la ampliación de la Central Termoeléctrica Hermosillo en 2005 [23].	61
Figura 28: Ventiladores en línea en la base de un aerocondensador [24].	61
Figura 29: Esquema de la base del aerocondensador, donde los círculos representan los ventiladores.	62
Figura 30: Esquema de un módulo del aerocondensador.	62
Figura 31: Plano del ventilador axial vertical DTF (R) 2800 – 14 [22].	63
Figura 32: Curvas características y consumo del ventilador DTF (R) 2800 – 14 [22].	64
Figura 33: Esquema de un condensador con torre de enfriamiento.	65
Figura 34: Curvas características de la bomba TP 400 – 760 [28].	66

Figura 35: Esquema de la unidad de tratamiento de agua SR-CT.....	67
Figura 36: Esquema del aerocondensador y sus estaciones de medición.....	69
Figura 37: Utilización de las técnicas identificativas del riesgo [25].	72
Figura 38: Esquema de la parte seleccionada de la instalación a estudiar.	74
Figura 39: Diagrama lógico de ejecución del análisis HAZOP [25].	76
Figura 40: Esquema final de control del aerocondensador.	83
Figura 41: Diagrama de flujo del agua por una instalación de condensación con tratamiento de agua [38].	87
Figura 42: Sistema convencional de tratamiento de aguas para condensador con torre de refrigeración [38].	88
Figura 43: Sistema moderno de tratamiento de aguas para condensador con torre de refrigeración [38].	90
Figura 44: Incrustaciones de carbonato cálcico en una tubería de acero [39].	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Autoabastecimiento energético en España [2].	15
Tabla 2: Propiedades de fluido interno de trabajo [12].	31
Tabla 3: Propiedades del aire seco a presión atmosférica [14].	33
Tabla 4: Dimensiones de los tubos aleteados devanados a presión [15].	37
Tabla 5: Propiedades térmicas del Duraluminio [16].	38
Tabla 6: Constantes para la correlación del Nusselt para flujo cruzado en el interior de un haz de tubos de 10 o más filas [12].	44
Tabla 7: Factor de corrección a aplicar para haces de tubos de menos de 10 filas [12].	44
Tabla 8: Valores de U y T_{aireOut} obtenidos para cada iteración.	48
Tabla 9: Parámetros de diseño del aerocondensador.	49
Tabla 10: Propiedades del aire para cada hora del día del 19 de Febrero de 2012.	51
Tabla 11: Coeficiente global de transferencia de calor para cada hora del día 19 de Febrero de 2012.	52
Tabla 12: Propiedades del aire para cada hora del día del 27 de Julio del 2011.	54
Tabla 13: Coeficiente global de transferencia de calor para cada hora del día 27 de Julio del 2011.	55
Tabla 14: Propiedades del aire seca a presión atmosférica [14].	57
Tabla 15: Coeficiente global de transferencia de calor necesario a distintas temperaturas y para una velocidad del aire de 3.5 m/s.	57
Tabla 16: Coeficiente global de transferencia de calor diseñado y requerido ajustados por la velocidad del aire de entrada a distintas temperaturas.	57
Tabla 17: Dimensiones del ventilador DTF (R) 2800 – 14 en milímetros [22].	63
Tabla 18: Comparativa de consumos.	67
Tabla 19: Matriz de interacción [25].	74
Tabla 20: Resumen de palabras guía y variables de proceso [25].	75
Tabla 21: Análisis HAZOP del aerocondensador.	81
Tabla 22: Coste de los elementos de control del aerocondensador.	96
Tabla 23: Resumen de costes.	97
Tabla 24: Ahorro en el coste anual de un aerocondensador con respecto a un condensador con torre.	99



Capítulo 1: **INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS**

1.1. INTRODUCCIÓN

Hoy en día, en la sociedad occidental y en los países desarrollados en general, la disponibilidad de energía está fuertemente ligada al nivel de bienestar, a la salud y a la esperanza de vida.

El acceso a la energía es un pilar básico para el desarrollo económico y para la calidad de vida de las personas. En los países desarrollados, en los que el acceso a la electricidad está garantizado, los desafíos del sector tienen que ver con la calidad, coste e impacto ambiental de esta energía.

La necesidad de hacer compatible el desarrollo económico con el desarrollo social y ambiental se hace cada vez más patente, no sólo para las administraciones públicas y la sociedad civil, sino también para las empresas. Asimismo, cada vez parece más clara la relación entre una gestión sostenible desde el triple punto de vista económico, social y ambiental y la creación de valor a largo plazo.

En concreto, en España el sector de la energía supone aproximadamente un 2,3 % del PIB [1]. La energía primaria consumida en España es principalmente de origen fósil, siendo el petróleo el más demandado con casi un 50 %, seguido del gas natural (25 %), la energía nuclear (10 %) y las energías renovables (10 %) [2].

Sin embargo debido a la gran dependencia energética exterior, en el año 2010 solo se pudo generar en España el 26,1 % de toda la energía primaria consumida, siendo este el porcentaje el más alto de los últimos años, tal y como se puede ver en la siguiente tabla.

Año	Grado de autoabastecimiento energético (%)
1975	22.6
1985	38.9
1995	28.0
1998	25.6
2003	22.1
2008	21.6
2009	22.9
2010	26.1

Tabla 1: Autoabastecimiento energético en España [2].

Dentro de este porcentaje de energía producida en España, el 45,9 % corresponde a energía nuclear y el 41,1 % a las energías renovables [1], de las cuales destacan la energía hidráulica, la eólica y la solar.

Debido a que el potencial solar de España es el más alto de Europa por a su privilegiada situación y climatología, el desarrollo de la energía solar en España está en auge. Aunque aún

se mantiene por debajo de la producción de energía hidráulica y eólica, de hecho en 2008 España se convirtió en el primer productor de energía solar del mundo según la Comisión Nacional de la Energía (CNE) y en 2010 llegó a doblar su producción respecto al año anterior [3]. Por lo que es innegable el rápido crecimiento que está sufriendo.

Por esta razón, la creación y optimización de las plantas solares tanto fotovoltaicas como térmicas se ha convertido en un tema de gran interés en el sector energético español.

Concretamente el número de centrales solares térmicas en España ha crecido hasta el punto de alcanzar una potencia conjunta cercana a los 3 GW [4].

En el siguiente mapa se muestran las centrales solares térmicas conectadas al sistema eléctrico, las que están en construcción actualmente y las ya asignadas, sumando un total 60 en la Península Ibérica.



Figura 1: Localización de centrales solares termoeléctricas en España [4].

Una vez se conecten a la red las centrales en construcción y las ya asignadas la potencia conjunta de todas estas centrales podría ascender a los 7 GW de potencia instalada. Lo cual significa que en un día soleado muchas regiones podrán ser abastecidas de energía eléctrica gracias a la potencia generada por las centrales solares térmicas exclusivamente.

1.1.1. LA PROBLEMÁTICA DEL AGUA

Como se puede apreciar en la Figura 1, la mayor parte de las centrales solares térmicas se encuentran situadas en la zona sur de la península. Dada su situación geográfica y su clima cálido y seco, estas zonas son ideales para el aprovechamiento de la energía solar.

Sin embargo, la necesidad de una importante refrigeración por parte de las centrales en sus ciclos dificulta su emplazamiento en lugares en los que la radiación y las horas de sol anuales serían idóneas para este tipo de energía, ya que suele coincidir con una importante escasez de agua en la región.

La utilización de condensadores húmedos con torre de refrigeración, para condensar el vapor proveniente de las turbinas de la central, requiere de la disponibilidad de acuíferos suficientemente caudalosos para poder abastecer las necesidades de la central. Esto limita ampliamente las posibilidades de creación de nuevas centrales y la ampliación de muchas otras que disponen de terreno e infraestructura suficiente para aumentar su producción, pero no del agua necesaria para ello.

También hay que tener en cuenta los riesgos, desde el punto de vista ambiental, que tiene el hacer uso de un acuífero en una zona donde el agua es escasa, puesto que el ecosistema de la zona puede depender de esa fuente hídrica.

1.2. OBJETIVOS Y ALCANCE

El objetivo principal de este proyecto es el diseño y análisis de un aerocondensador para una central solar térmica. Para hacer más completo el diseño y los posteriores análisis se ha escogido como referencia la central solar Palma del Río II situada en Córdoba, debido a que se dispone de datos reales de producción horaria de esta central, obtenidos por cortesía de Red Eléctrica de España S.A.U.

Esta central, basada en la tecnología de colectores cilíndrico parabólicos actualmente tiene una potencia instalada de 50 MW eléctricos y cuenta con un condensador húmedo con torre de enfriamiento, lo que conlleva un alto consumo de agua.

Además del diseño del aerocondensador, se tiene por objetivo comprobar teóricamente su funcionamiento con datos reales de producción de la central recogidos durante el año 2011 y de temperatura, también recogida en ese mismo año.

De este diseño derivan otros objetivos como comprobar la viabilidad del proyecto comparando los resultados obtenidos, en cuanto a consumo eléctrico y estudio económico, para el



aerocondensador con respecto a la alternativa ya existente del condensador húmedo con torre de enfriamiento.

Por último, se analiza el impacto ambiental del cambio y se evalúa la mejora o empeoramiento del medio ambiente afectado.



Capítulo 2: **DESCRIPCIÓN DE LA CENTRAL PALMA DEL RÍO II**

2.1. INTRODUCCIÓN

La energía procedente del Sol llega a la tierra en forma de radiación, que es la difusión de la energía en forma de ondas electromagnéticas. Esta radiación global se forma con la suma de la radiación directa y la difusa. La radiación directa es aquella que proviene directamente del foco solar sin sufrir ningún fenómeno de absorción ni dispersión en su trayectoria y la radiación difusa es la que proviene de los fenómenos de refracción sobre los distintos elementos terrestres y climáticos.

Las centrales solares térmicas aprovechan la radiación solar directa para calentar un fluido y por medio de una serie de procesos, producir electricidad.

Por esta razón este tipo de centrales son capaces de funcionar durante todo el año, ya que no necesitan una temperatura ambiente especialmente alta, mientras el día sea despejado pueden producir al máximo de su potencia tanto en invierno como en verano.

Para aprovechar la radiación directa del Sol se han desarrollado varios tipos de tecnologías basadas en la concentración de la energía solar, de las cuales destacan por ser las más utilizadas hoy en día:

- Concentradores cilindro parabólicos.
- Sistema de receptor central o de torre.
- Sistema de discos parabólicos.

Los concentradores cilindro parabólicos están formados por un espejo parabólico, que refleja toda la radiación solar recibida, sobre un tubo de vidrio dispuesto a lo largo de la línea focal del espejo, en cuyo interior se encuentra la superficie absorbente en contacto con el fluido térmico. Para evitar pérdidas y mejorar su rendimiento se hace el vacío entre el tubo de vidrio y la superficie captadora.



Figura 2: Concentradores cilindro parabólicos [5].

Generalmente basta con disponer el seguimiento en un eje que suele ser este-oeste. En este tipo de seguimiento se colocan varias filas de colectores de manera que los tubos de vidrio captadores estén orientados norte-sur.

Los sistemas de receptor central o torre se caracterizan porque el sistema colector está compuesto por un grupo de concentradores individuales llamados heliostatos que dirigen la radiación solar concentrada hacia un receptor central, normalmente situado a una cierta altura sobre el suelo, en una torre. Estos colectores realizan un seguimiento de la posición del Sol en dos ejes pudiendo alcanzar un valor elevado de concentración y, por tanto, operar eficientemente por encima de los 1000 °C.

Un ejemplo de este tipo de centrales de torre es la central de Solucar (PS20), situada en Sevilla, con una potencia instalada de 20 MW:



Figura 3: Central solar termoeléctrica de torre Solucar, Sevilla [7].

Por último, los sistemas de discos parabólicos se componen básicamente de un reflector, o conjunto de reflectores, con forma de paraboloide de revolución, un receptor situado en el foco de dicho paraboloide y un sistema de generación eléctrica compacto, motor o turbina más alternador, que suele formar un solo bloque con el receptor.



Figura 4: Concentrador de disco parabólico [6].

La radiación solar concentrada por el paraboloide incide sobre el receptor, donde se convierte en energía térmica que permite generar electricidad, mediante trabajo mecánico, en el sistema generador.

Los discos parabólicos tienen un sistema de seguimiento en dos ejes y se caracterizan por un alto rendimiento, modularidad y autonomía, aunque su tecnología es muy cara.

2.2. CENTRAL SOLAR TÉRMICA PALMA DEL RÍO II

La central Palma del Río II, está basada en la tecnología solar termoeléctrica de cilindros parabólicos, con una potencia instalada de 50 MW y una producción media de 114 GWh al año, lo cual es equivalente al consumo de 35 000 hogares. Con esta producción se evita la emisión de 110 000 toneladas de CO₂ al año, en térmicas de carbón.



Figura 5: Central solar térmica Palma del Río II [8].

Su campo solar ocupa una superficie de 135 hectáreas y la longitud lineal de todos sus colectores es de 76 km, formados por 190 080 espejos.

Esta planta fue puesta en marcha a finales del 2010 y supuso una inversión estimada de 251 millones de €, además de la creación de 31 empleos en operación y 350 en construcción [8].

2.2.1. UBICACIÓN

Palma del Río II fue una de las primeras centrales termosolares de Andalucía. Construida en la provincia de Córdoba, en el municipio de Palma del Río.

Palma del Río se encuentra situado en el extremo occidental de la provincia de Córdoba, a 55 km de la capital, lindando con la provincia de Sevilla. En esta región la climatología se caracteriza por la escasez de lluvias estivales, la baja pluviometría anual, un ambiente seco característico del interior y la elevada oscilación de las temperaturas a lo largo del año. Aun así cuenta con varios arroyos provenientes de río Guadalquivir muy utilizados para desarrollar la agricultura de la zona.

Uno de los afluentes del Guadalquivir que pasa por esta zona es el río Genil y uno de sus arroyos es el que emplea la central Palma del Río II para su sistema de refrigeración con torre de enfriamiento. Sin embargo, el aumento de la población en la región, la utilización del agua para los regadíos y la escasez de este recurso durante los meses de verano, hacen que disponer de los recursos hídricos en la zona para fines industriales sea cada vez más complicado.

2.2.2. ESQUEMA GENERAL DE FUNCIONAMIENTO

En términos generales la central se puede dividir en tres zonas bien diferenciadas: el campo solar, el almacenamiento y el ciclo de vapor.

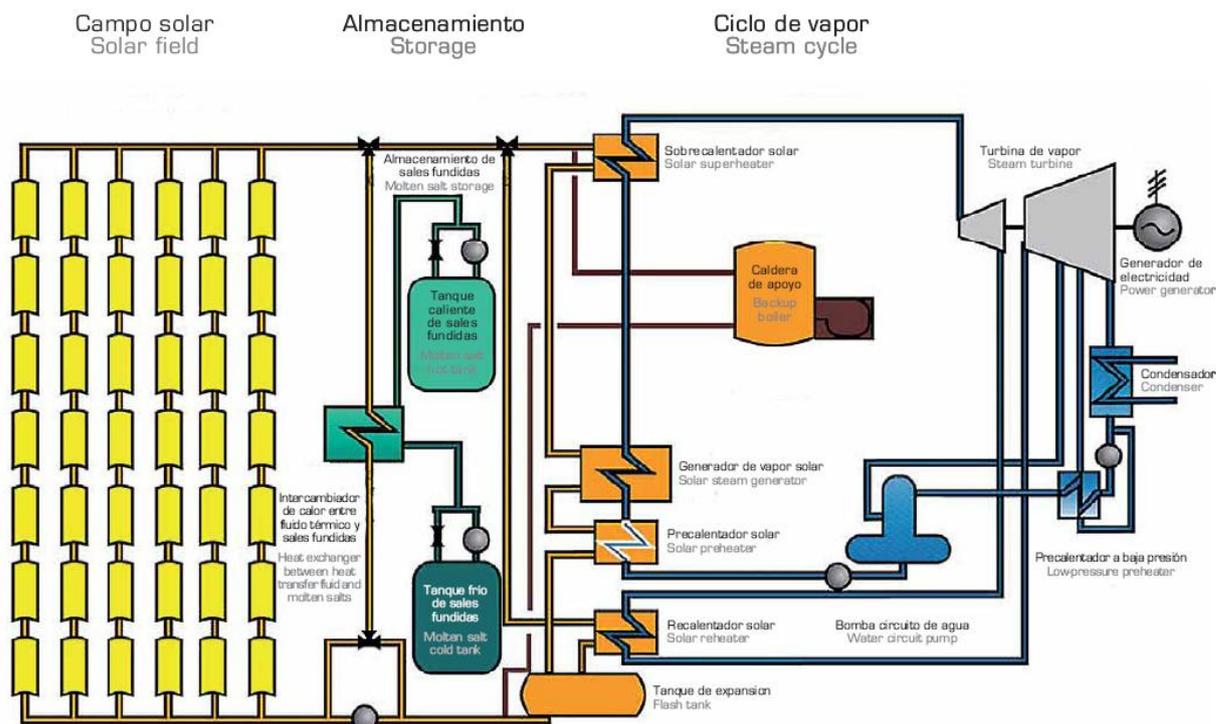


Figura 6: Esquema de la central Palma del Río II.

Como ya se ha comentado, la central termosolar Palma del Río II utiliza la tecnología de colectores cilindro parabólicos para concentrar la radiación solar sobre unos tubos, que contienen el fluido térmico que transporta la energía.

En este caso, el fluido térmico utilizado es aceite térmico, capaz de alcanzar los 400°C . El sistema de circulación del aceite térmico está compuesto por tres tanques, dos de almacenamiento y uno de expansión.

La incorporación de tanques de almacenamiento de sales fundidas da la posibilidad de producir electricidad en horas de oscuridad. Durante el ciclo de carga, las sales intercambian calor con el aceite térmico proveniente de los colectores y se almacenan en el tanque caliente. Durante el ciclo de descarga, el sistema simplemente opera en sentido contrario, calentando el fluido caloportador encargado de generar vapor.

Por otro lado, el tanque de expansión asegura la expansión del fluido en los periodos de arranque y presuriza el sistema mediante un equipo que inyecta nitrógeno a presión y genera una atmósfera no oxidante, impidiendo así la entrada de aire y humedad.

Además, existen varias bombas de recirculación del aceite térmico que, mediante una caldera auxiliar de gas natural, impide la solidificación del fluido térmico en periodos de parada de la planta o baja radiación solar. En cualquier caso, este sistema de apoyo nunca supera los 50MW térmicos ni un máximo de un 15 % de la energía anual generada [9].

El bloque de potencia está basado en un ciclo Rankine de producción de vapor y generación con un grupo turbina-generator de vapor.

Como apoyo, el bloque de potencia cuenta con varios sistemas auxiliares como conjuntos de válvulas de parada y control o la válvula de bypass para los arranques, entre otros.

El sistema de generación de vapor de agua se realiza a partir de la energía térmica captada por el campo solar. Este sistema se compone de dos líneas paralelas idénticas compuestas por un sobrecalentador, un evaporador y un economizador, o precalentador, conectados en serie. La turbina de vapor, de reacción multietapa y flujo axial, convierte la energía del vapor a presión en energía cinética y ésta, gracias al generador, se convierte en energía eléctrica, que es conducida a una subestación donde se eleva el voltaje para su incorporación a la red eléctrica española.

Una vez cedida su energía a la turbina, el vapor retorna al estado líquido en el condensador, el cual está conectado a un sistema de refrigeración por agua en circuito abierto. El agua resultante será de nuevo utilizado para producir calor.

Este sistema de condensado está formado por un condensador húmedo, una torre de enfriamiento, una unidad de tratamiento de agua y una bomba encargada de hacer circular el agua.

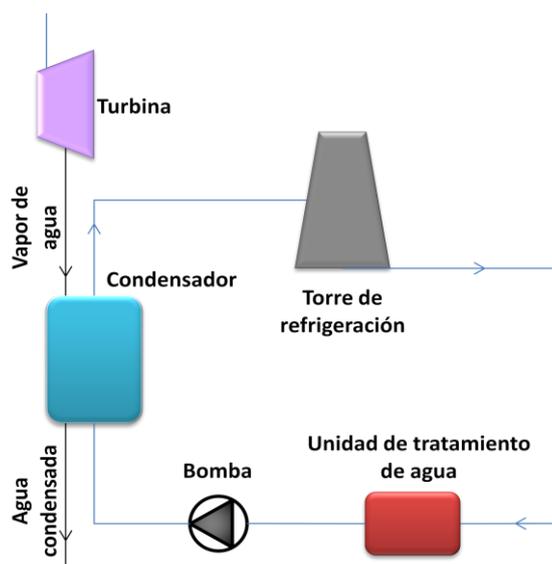


Figura 7: Esquema del sistema de condensación.

La torre de refrigeración es de tiro inducido y fue hecha a medida con una estructura de poliéster reforzado con fibra de vidrio. Está formada por 3 celdas de 14x14 metros en las que se ha instalado relleno laminar para reducir su tamaño [10].

El suministro del agua de refrigeración que emplea el sistema condensador viene garantizado por el sistema de captación de agua, que almacena el agua recogida del río Genil en dos balsas intermedias que aseguran el suministro de agua de la central.

2.3. LOS AEROCONDENSADORES

Teniendo en cuenta las dificultades que plantea el sistema de refrigeración por condensador húmedo con torre de enfriamiento, debido a la necesidad de una fuente abundante de agua. Se plantea la alternativa del uso de aerocondensadores en las centrales solares térmicas de concentración.

2.3.1. DESCRIPCIÓN DE LOS AEROCONDENSADORES

Los aerocondensadores son intercambiadores de calor de un solo paso utilizados en las centrales de generación para condensar el vapor proveniente de la descarga de la turbina de baja presión.

Para ello, el vapor es conducido por medio de grandes tubos hasta los paneles de condensación. El medio refrigerante, en este caso es aire forzado, que por medio de ventiladores, pasará a través de unos haces de tubos aleteados que componen los paneles. El aire absorbe el calor latente de la condensación de vapor y es calentado en el proceso. Por otro lado, el vapor condensado es recuperado en el propio aerocondensador y es conducido al depósito de agua condensada. Desde este depósito el agua irá a una bomba encargada de impulsarla de nuevo por el ciclo de vapor.

En la siguiente figura se puede ver un esquema de un aerocondensador con varios módulos en paralelo.

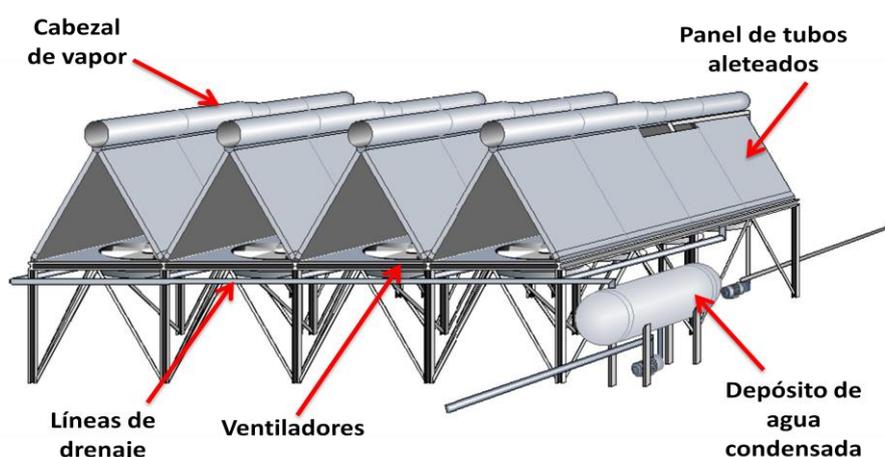


Figura 8: Esquema de un aerocondensador con estructura en A.

Los cabezales de distribución de vapor se encuentran localizados en la parte superior de los paneles y su función es direccionar el vapor a cada uno de los módulos. Hacia la mitad de su

recorrido, el diámetro de estos tubos se reduce suavemente para asegurar la uniforme distribución de vapor.

Los paneles de condensado están compuestos por haces de tubos ovales aleteados, estos tubos pueden estar dispuestos en varias filas y en configuración lineal o escalonada. Normalmente estos paneles están colocados formando un ángulo de 60° con la horizontal [14], de modo que la estructura tiene forma aproximada de triángulo equilátero.

Las líneas de drenaje de condensado conectan la salida de los tubos aleteados con el tanque de agua condensada, realizando esta acción por gravedad.

En el depósito, o tanque de agua condensada se colecta todo el condensado proveniente de todos los módulos de condensación. Aquí el control del nivel es muy importante ya que si este disminuyera en exceso se podría filtrar vapor a la bomba, haciendo que esta se quemara.

A continuación se puede ver más detalladamente cómo funciona el aerocondensador y los flujos de los fluidos en su paso por él.

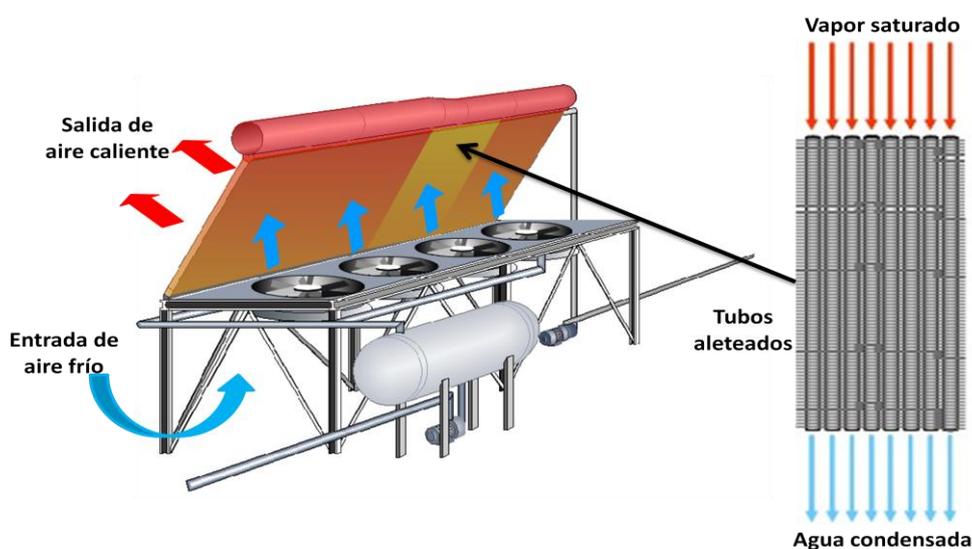


Figura 9: Esquema de funcionamiento del aerocondensador.

En la figura 9 se muestran los flujos del aire y el vapor en su paso por el aerocondensador. Por un lado el aire entra a través de la estructura metálica del condensador por su parte interior y es impulsada por los ventiladores hacia los haces de tubos aleteados por cuyo interior fluye el vapor a condensar. Por otra parte, el vapor que ha sido distribuido, gracias a los cabezales de distribución, por los tubos aleteados va condensándose en su paso por ellos hasta llegar a las líneas de drenaje que se encargan de conducir el líquido condensado hasta el depósito de agua.



Capítulo 3: **DISEÑO**

3.1. OBJETIVOS Y ALCANCE

El objetivo de este capítulo es realizar el diseño de un aerocondensador apto para la central solar térmica Palma del Río II situada en Córdoba en uno de los emplazamientos con mayor escasez de agua de la península.

En este apartado se calculan los parámetros del aerocondensador y se describen sus diferentes partes. Una vez calculados los principales parámetros se comprueba la validez del diseño introduciendo en los cálculos datos reales de producción de la planta y temperatura del aire para unos determinados días.

También se realiza una comparativa del consumo eléctrico entre el aerocondensador y un condensador con torre de refrigeración, así como del consumo de agua necesario en cada caso.

3.2 HIPÓTESIS DE CÁLCULO

Todos los cálculos realizados en el diseño del aerocondensador toman como ciertas las siguientes hipótesis de cálculo, las cuales ayudarán a simplificar los cálculos:

1. Condensador absoluto, sin subenfriamiento ni recalentamiento.
2. Pérdidas con el entorno despreciables.
3. El calor específico de los fluidos se considera constante.
4. La resistencia térmica calculada se supondrá uniforme a lo largo de todo el intercambiador.
5. El coeficiente global de transferencia de calor, U , se considera constante a lo largo del condensador.
6. Las temperaturas son uniformes en la dirección del flujo.
7. En los recorridos paralelos los gastos y las áreas de transferencia son iguales.
8. Se supondrá transferencia de calor en estado estacionario.
9. Los flujos máxicos se distribuyen uniformemente por todo el aerocondensador.

3.3 METODOLOGÍA DE CÁLCULO

El diseño de un aerocondensador conlleva una serie de cálculos teóricos en los que se debe seguir una secuencia muy clara con el fin de obtener finalmente los parámetros deseados.

En este caso, se cuenta con datos referentes a las dimensiones de los tubos y sus características térmicas, el rendimiento de la turbina de vapor y la presión del vapor a su salida. Además, antes de comenzar con los cálculos se establecen las propiedades de los fluidos de trabajo.

Sin embargo estos datos preliminares no son suficientes para poder realizar un cálculo directo del aerocondensador, por ello se han supuesto, en una primera aproximación, unos valores de los parámetros: Temperatura de salida del aire, T_{aireOut} y el Coeficiente Global de Transferencia de Calor, U .

Siguiendo la secuencia que se muestra en el siguiente esquema se realizaran una serie de cálculos iterativos con el fin de hacer converger estos dos parámetros.

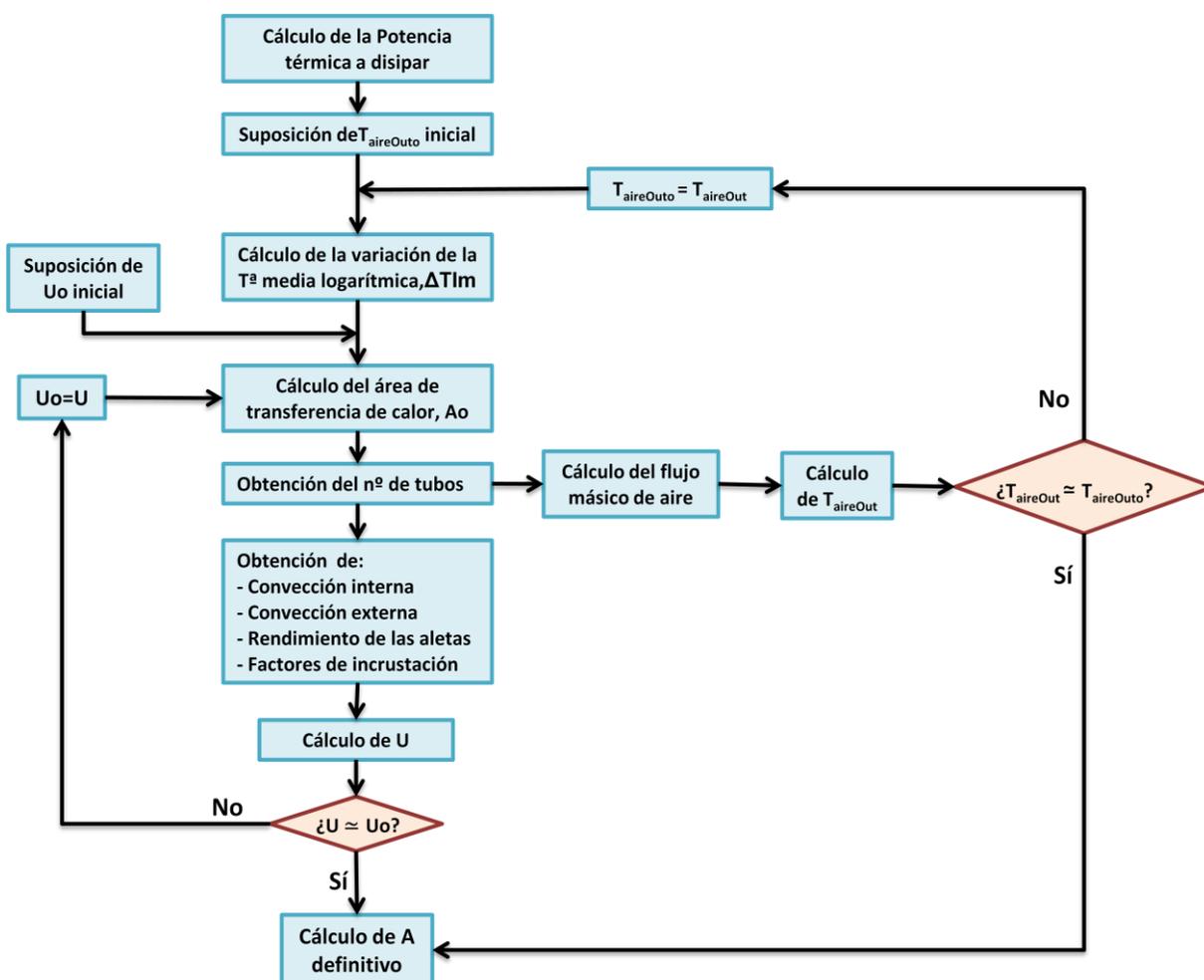


Figura 10: Esquema de la secuencia de cálculo.

Una vez finalizada la secuencia se obtiene el área de transferencia de calor necesaria para esta instalación. Con este área y conociendo las características de los tubos a utilizar, se determinan las dimensiones del aerocondensador con las cuales se concluye el diseño.

3.4 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO

Antes de comenzar con los cálculos se deben determinar las propiedades de los fluidos de trabajo: por un lado el vapor de agua a condensar que proviene de la salida de la turbina y por otro, el aire utilizado como fluido refrigerante.

3.4.1 PROPIEDADES DEL VAPOR DE AGUA

Como es habitual en las plantas solares térmicas, la turbina de vapor es de condensación para aprovechar mejor el salto de entalpía por lo que la presión a la salida de la turbina y en consecuencia en el condensador, es inferior a la atmosférica siendo de 0.1 bares [11]. Con este dato y teniendo en cuenta la hipótesis de condensador absoluto se obtienen las propiedades del fluido de trabajo, en este caso vapor de agua saturado [12]:

Propiedades del vapor de agua saturada a 0,1 bares de presión	
Temperatura de Condensación, T_c	45.81 °C
Entalpía de vaporización, h_{fg}	2392800 J/kg
Calor específico del agua, C_{p_l}	4180 J/kg K
Viscosidad del agua, μ_l	$575 \cdot 10^{-6}$ N s/m ²
Viscosidad del vapor de agua, μ_v	$9.87 \cdot 10^{-6}$ N s/m ²
Conductividad térmica del agua, k_l	$639 \cdot 10^{-3}$ W/m K
Densidad del agua, ρ_l	989.903 kg/m ³
Densidad del vapor de agua, ρ_v	68.148 kg/m ³

Tabla 2: Propiedades de fluido interno de trabajo [12].

3.4.2 PROPIEDADES DEL AIRE DE ENTRADA AL AEROCONDENSADOR

Por otro lado también se necesitan para los cálculos las propiedades del aire a la entrada del condensador. Estas propiedades son determinadas en función de la temperatura, la cual se escogerá analizando la temperatura registrada en Córdoba durante un año completo.

De acuerdo con los datos obtenidos de la Agencia Estatal de Meteorología [13], a continuación se representa la temperatura mínima, media y máxima registrada en Córdoba para cada día del año 2011.

Temperaturas registradas en Córdoba en el año 2011

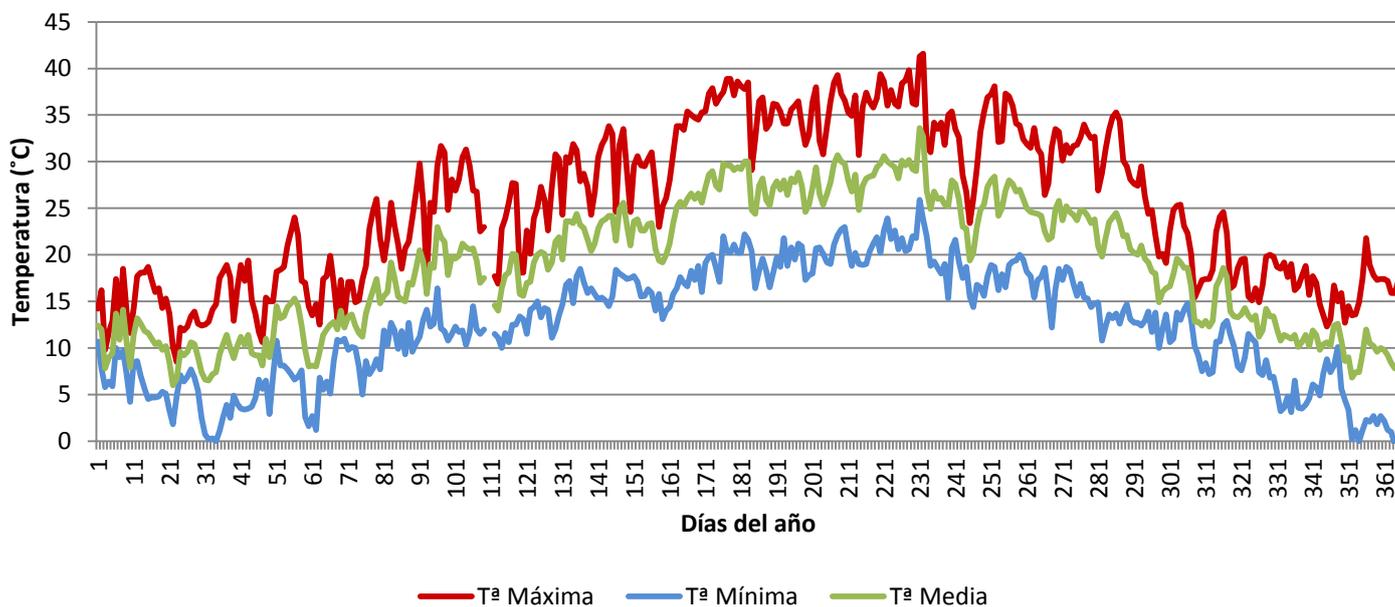


Figura 11: Temperaturas registradas en Córdoba para cada día del año 2011 [13].

Observando la gráfica, se puede apreciar cómo la temperatura media se mantiene por debajo de los 30°C prácticamente durante todo el año. En cuanto a la temperatura máxima, se producen varios picos que sobrepasan los 30°C durante los meses de verano, la mayoría de ellos entre los días 163 y 287 que corresponden al 12 de Junio y el 14 de Octubre respectivamente. Un estudio más detallado muestra como estos picos raramente sobrepasan los 35°C exceptuando los días comprendidos entre el 173 y el 232, es decir, entre el 22 de Junio y el 20 de Agosto. Durante estos dos meses la temperatura supera los 35°C unas 5 horas al día de media. A modo de ilustración, en la figura 12 se muestra la temperatura registrada en Córdoba un día caluroso de verano.

Temperatura en Córdoba, 28 de Julio 2011

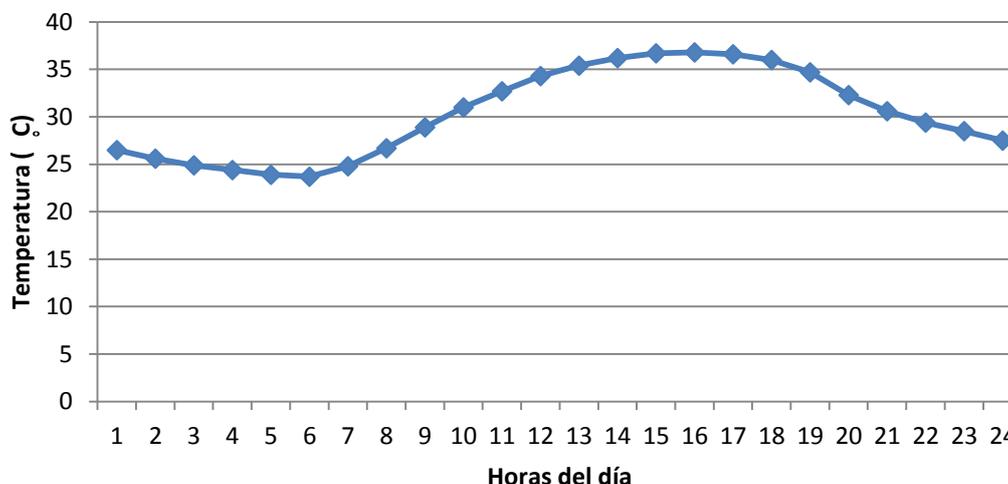


Figura 12: Temperatura registrada en Córdoba el 28 de Julio del 2011 [13].

A la vista de estos datos, y teniendo en cuenta que la planta solar Palma del Rio II en verano está en funcionamiento las 24 horas del día, gracias a su sistema acumulación, se puede concluir que aunque en los meses más calurosos del año se sobrepase la temperatura de 35 °C durante algunas horas, estas tan solo suponen cerca de un 5 % de las horas totales anuales de funcionamiento del aerocondensador. Por todo ello y para evitar sobredimensionar en exceso el diseño, lo cual dispararía los costes, se ha escogido 35 °C como temperatura de diseño de entrada del aire al condensador.

Una vez determinada la temperatura la obtención del resto de propiedades es directa a partir de las tablas de propiedades del aire seco a presión atmosférica [14]:

Propiedades del aire seco a 35 °C y presión atmosférica.	
Temperatura del aire, T_{aireIn}	35 °C
Densidad del aire, ρ_{aire}	1.113 kg/m ³
Calor específico del aire, $C_{p\text{aire}}$	1013.4 J/kg·K
Conductividad térmica del aire, k_{aire}	0.0261 W/m·K
Viscosidad del aire, μ_{aire}	18.871·10 ⁻⁶ Ns/m ²
Número de Prandtl, Pr_{aire}	0.71

Tabla 3: Propiedades del aire seco a presión atmosférica [14].

3.5 CÁLCULOS

La metodología utilizada en el cálculo del aerocondensador se basa en el flujo de calor que habrá que disipar en la superficie de intercambio. Para ello se utiliza el método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica F-LMTD, resolviendo la siguiente ecuación y desglosando cada una de sus incógnitas:

$$Pot_t = A \cdot U \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

Donde:

- Pot_t es el flujo de calor por unidad de tiempo o potencia térmica a disipar.
- A es el área exterior de transferencia de calor.
- U es el coeficiente global de transferencia de calor.
- ΔT_{lm} es la variación de temperatura media logarítmica.
- F es un factor de corrección que en este caso tiene un valor de 1, por ser un condensador.

3.5.1 CÁLCULO DE LA POTENCIA TÉRMICA A DISIPAR

La potencia instalada de la planta Palma del Río II a la red es de 50 MW eléctricos. Además un rendimiento térmico de un ciclo Rankine típico es $\eta_{ciclo} = 0,37$ [41].

Con estos datos se calcula la potencia térmica mínima a disipar por el aerocondensador de la siguiente manera:

$$Q_{in} = \frac{W_{net}}{\eta_{ciclo}}$$

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{Q_{out}/m}{Q_{in}/m}$$

Combinando estas dos ecuaciones se llega a:

$$Q_{out} = W_{net} \frac{1 - \eta_{ciclo}}{\eta_{ciclo}} = 85,1 \text{ MW}$$

Donde Q_{out} es la potencia mínima que debe ser capaz de disipar el aerocondensador. Para efectuar el diseño se le aplica un sobredimensionamiento del 50 % con lo que la potencia térmica a disipar considerada para el diseño será:

$$Pot_t = Q_{out} * 1,5 = 128,2 \text{ MW}$$

Para comprobar que este sobredimensionamiento e ajusta a los diseños reales de aerocondensadores se acudió a la literatura encontrándose que un valor recomendable para la diferencia de entalpías en el diseño de 2 210 kJ/kg [40].

Más adelante se calcula el caudal de vapor de agua a condensar, cuyo valor se adelanta que es de 53,58 Kg/s.

Con estos datos se calcula la potencia térmica obteniéndose:

$$Q = \Delta h \cdot m = \frac{2210 \text{ kJ}}{\text{kg}} \cdot 53,58 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 118,41 \text{ MW}$$

A la vista de este resultado, se puede comprobar que con el sobredimensionamiento el valor tomado de potencia térmica a disipar por el aerocondensador para el diseño es muy parecido a los valores recomendados en la bibliografía.

3.5.2 CÁLCULO DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para calcular el área de transferencia de calor, A, se comenzará con una primera estimación aproximada de la temperatura de salida del aire del condensador y el coeficiente global de transferencia de calor. Más adelante se realizará un número de iteraciones que suele ser de entre 10 y 20, para obtener los valores reales tanto de estos dos parámetros como del área final.

Se estima la temperatura de salida del aire de la siguiente manera:

$$T_{\text{aireOut}} := \frac{(T_{\text{aireIn}} + T_c)}{2} = 313,55\text{K}$$

Con esto, ya se puede calcular la variación de temperatura media logarítmica:

$$\Delta T_{\text{lm}} := \frac{(T_{\text{aireOut}} - T_{\text{aireIn}})}{\ln \left[\frac{(T_c - T_{\text{aireIn}})}{T_c - T_{\text{aireOut}}} \right]} = 7,798\text{K}$$

En cuanto a la estimación del coeficiente global de transferencia de calor, U, se buscó en la literatura valores típicos encontrándose que para un condensador absoluto de vapor saturado este coeficiente suele tener unos valores de entre 35.78 W/m²K y 53.39 W/m²K [14]. Por lo que en una primera aproximación se tomará una U inicial de 40 W/m²K.

Con estos datos se obtiene un área externa de transferencia de calor provisional, A_{e0}, con la que se comenzarán los cálculos e iteraciones.

$$A_{e0} = \frac{Pot_t}{\Delta T_{\text{lm}} \cdot U_0} = 4,11 \cdot 10^5 \text{ m}^2$$

3.5.3 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El coeficiente global de transferencia de calor se calcula de la siguiente manera [12]:

$$U = \frac{1}{A \cdot R_{t_{total}}}$$

Donde:

- A es el área total de transferencia de calor.
- $R_{t_{total}}$ es la resistencia térmica total.

La resistencia térmica total se calcula a partir del circuito de resistencias térmico equivalente. En este caso hay que tener en cuenta cinco resistencias en serie. Empezando desde el interior de los tubos al exterior se cuenta con resistencias por: convección interna, ensuciamiento interno, conducción, ensuciamiento externo y convección externa. Se podría tener en cuenta la resistencia de contacto entre las aletas y el tubo, sin embargo se despreciará por su casi nula aportación a la resistencia térmica total.

En la figura 13 se muestran las resistencias térmicas tenidas en cuenta para el cálculo de la resistencia térmica total.

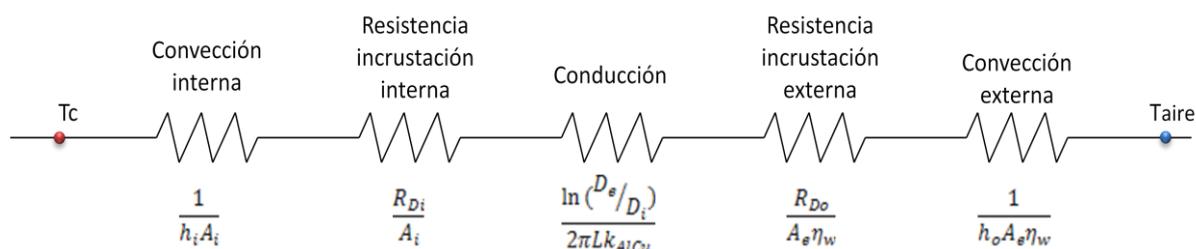


Figura 13: Circuito térmico equivalente de transferencia de calor a través de tubos aleteados.

Resolviendo el circuito térmico equivalente, el coeficiente global de transferencia de calor, U, referido al área exterior total de transferencia de calor, finalmente quedaría como se muestra a continuación [14]:

$$U := \left[\frac{1}{\eta_w \cdot h_o} + \frac{A_e \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{AlCu}} + \frac{R_{Do}}{\eta_w} + \left(\frac{1}{h_i} + R_{Di}\right) \cdot \frac{A_e}{A_i} \right]^{-1} \quad (\text{W/m}^2\text{K})$$

Por lo tanto, en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se deberá tener en cuenta la convección interna, la convección externa, el rendimiento de las aletas de los tubos y el factor de ensuciamiento interno y externo.

Pero antes de comenzar con los cálculos propiamente dichos es necesario conocer la forma, dimensiones y propiedades térmicas de los tubos por los que fluirá el vapor para condensarse.

3.5.3.1 Propiedades de los tubos

Los tubos escogidos presentan un gran área de transferencia de calor gracias a su superficie aleteada, lo que ayuda a reducir en gran medida las dimensiones del aerocondensador. Hay varios tipos de tubos aleteados en el mercado dependiendo del uso que se les vaya a dar. En el caso concreto de un aerocondensador lo más adecuado es utilizar tubos de aleta alta [14].

Después de estudiar los diferentes tipos de tubos de aleta alta se optó por el tipo de tubo Devanado a Presión en forma de L, el cual soporta temperaturas de hasta 130 °C y presenta una alta resistencia a la corrosión gracias a la unión de las aletas con el tubo en forma de L, que protege a este último de agresiones externas [15]. En la figura 14 se esquematiza esta unión. Además, este tipo de tubos son ampliamente utilizados debido, a parte de sus características técnicas, a que su coste es relativamente bajo comparado con otros tubos de similares prestaciones [4].

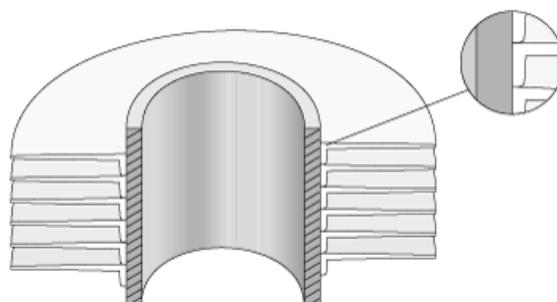


Figura 14: Tubo aleteado devanado a presión con aletas en L [15].

En la siguiente tabla se encuentran recogidas las dimensiones de los tubos obtenidas del catálogo del proveedor [15]:

Dimensiones de los tubos aleteados	
Diámetro exterior del tubo, D_e	1 pulgada = 25.4 mm
Altura de la aleta, h_f	½ pulgadas = 12.7 mm
Número de aletas por unidad de longitud, N_f	9 aletas/pulgada = 354 aletas/m
Longitud del tubo, L	376 pulgadas = 9,55 m
Espesor del tubo, e_t	1/8 pulgadas = 3.18 mm
Espesor de la aleta, e_f	0.279 mm

Tabla 4: Dimensiones de los tubos aleteados devanados a presión [15].

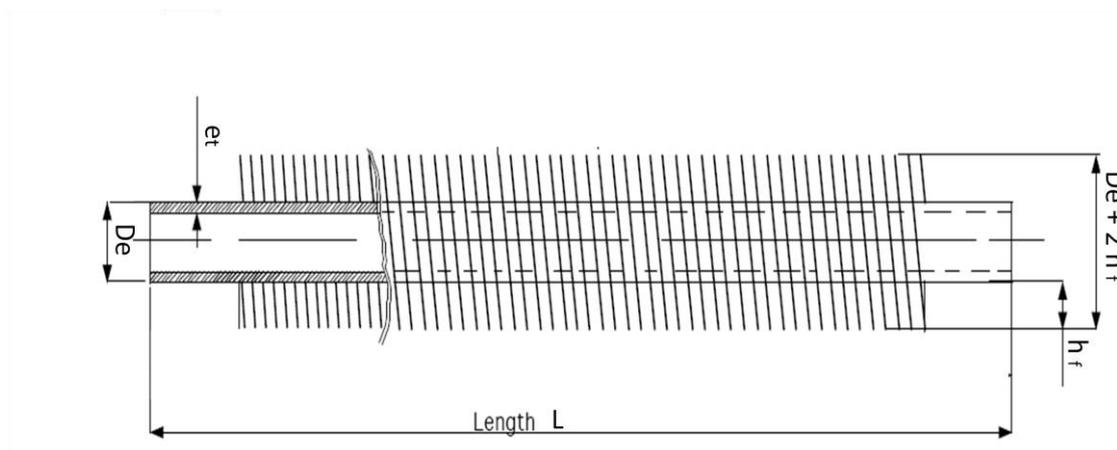


Figura 15: Esquema de un tubo aleteado [15].

Con esto y el área total de transferencia de calor obtenida anteriormente, se puede saber el número de tubos que se necesitarán. Para ello se opera según las fórmulas que aparecen a continuación:

- Número de aletas totales por tubo: $N_{\text{ftubo}} := N_f \cdot L = 3.381 \times 10^3$
- Diámetro interior del tubo: $D_i := D_e - 2 \cdot e_t = 0.019 \text{ m}$
- Área interior de un tubo: $A_i := \pi \cdot D_i \cdot L = 0.57 \text{ lm}^2$
- Área de una aleta: $A_f := \pi \cdot (D_e + 2hf) \cdot e_f + 2\pi \cdot \left[\left(hf + \frac{D_e}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_e}{2} \right)^2 \right] = 3.085 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
- Área exterior de un tubo: $A_e := \pi \cdot D_e \cdot (L - e_f \cdot N_{\text{ftubo}}) + A_f \cdot N_{\text{ftubo}} = 11.116 \text{ m}^2$

Con el área exterior de un tubo, A_e , y el área total externa de transferencia de calor, A , se obtienen el número de tubos totales:

$$N_{\text{tubos}} = \frac{A}{A_e} = 3,698 \cdot 10^4 \text{ tubos}$$

Por otro lado el material utilizado para la fabricación de los tubos es una aleación 95% Aluminio y 5% Cobre con trazas de Mg, llamado Duraluminio, que posee las siguientes propiedades térmicas [16]:

Propiedades térmicas del Duraluminio	
Densidad, ρ_{AlCu}	2.787 kg/m ³
Calor específico, C_{AlCu}	883 J/kg K
Difusividad, α_{AlCu}	6.676 · 10 ⁻⁵ m ² /s
Conductividad térmica, k_{AlCu}	165 W/m K

Tabla 5: Propiedades térmicas del Duraluminio [16].

Todos estos datos referentes a los tubos serán necesarios en los cálculos de convección y rendimiento de las aletas.

3.5.3.2 Convección interna

La condensación del vapor proveniente de la turbina se producirá en el interior de los tubos aleteados, los cuales estarán colocados con una inclinación de 60° respecto a la horizontal. Sin embargo para los siguientes cálculos se supondrá la condensación en el interior de un haz de tubos verticales.

Cuando la velocidad de condensación es suficientemente baja, se empiezan a formar pequeñas gotas en la superficie del tubo que van creciendo poco a poco hasta que finalmente adquieren un tamaño tal que las hace caer por su propio peso. Si la velocidad de condensación es suficientemente alta, como en este caso, se forma una película de líquido condensado que cubre toda la superficie interior de los tubos, produciéndose lo que se conoce como Condensación en Película.

En la siguiente figura se puede ver esquemáticamente como se produce la Condensación en Película en el interior de los tubos aleteados. Las paredes de los tubos están cubiertas con una fina capa de líquido condensado que se va engrosando a medida que el vapor avanza por el interior de los tubos, así mismo los colores indican la dirección del flujo de calor de arriba abajo y hacia el exterior a través de las aletas.

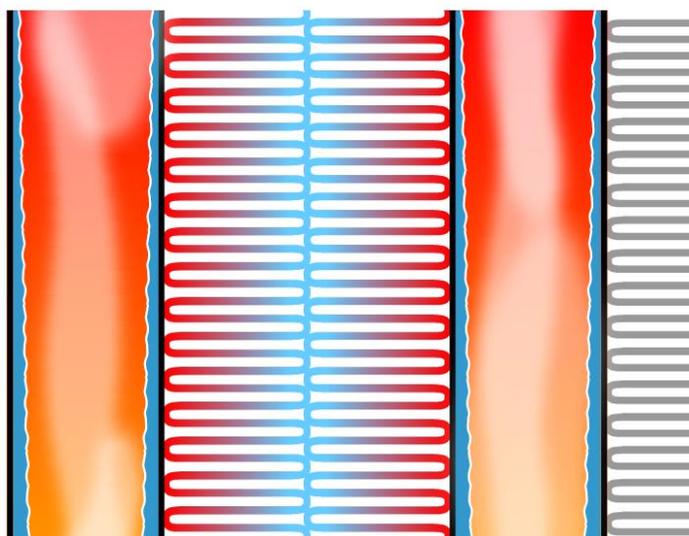


Figura 16: Condensación en Película en el interior de tubos aleteados [18].

Acudiendo a la literatura, se buscó una correlación para la obtención de la convección interna, adecuada para este tipo de condensación y disposición de los tubos en posición vertical, hallándose lo siguiente [17].

En primer lugar se debe calcular el número adimensional de Reynolds que determina, en función de la cinética del fluido y su viscosidad, si el flujo se considera laminar o turbulento. Según sea un caso u otro se elegirá una correlación para el coeficiente de convección interna.

El número de Reynolds en el interior de los tubos se obtiene mediante la ecuación:

$$Re_i := \frac{m_{\text{agua}} \cdot D_i}{\mu_l \cdot S_T}$$

Donde:

- m_{agua} es el flujo másico de vapor-agua que pasa por los tubos.
- D_i es el diámetro interno del tubo.
- μ_l es la viscosidad del agua.
- S_T es la sección transversal de paso del fluido.

De todos estos datos falta por conocer el flujo másico y la sección de paso del fluido.

El primero se hallará con un balance de energía. Sabiendo la potencia térmica a disipar y aplicando las hipótesis de condensador absoluto y pérdidas con el entorno despreciables se llega a:

$$Pot_t := m_{\text{agua}} \cdot h_{fg}$$

Despejando:

$$m_{\text{agua}} := \frac{Pot_t}{h_{fg}} = 53.58 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

En cuanto a la sección transversal de paso del fluido:

$$S_T := N_{\text{tubos}} \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} = 10.528 \text{m}^2$$

Teniendo ya todos los datos el Reynolds quedaría:

$$Re_i := \frac{m_{\text{agua}} \cdot D_i}{\mu_l \cdot S_T} = 168.517$$

Para un $Re_i < 1500$ se considera que el flujo es laminar. Por tanto se ha buscado en la literatura una correlación para el coeficiente de convección interna con condensación en el interior de tubos verticales, encontrándose lo siguiente [17]:

$$h_i := 1.47 \frac{k_l \cdot Re_i^{-1}}{d}$$

Donde:

- k_l es la conductividad térmica del agua.
- d es un parámetro función de las propiedades del vapor y del líquido que condensa y hace las veces de diámetro equivalente para la circulación de condensado.

El parámetro d se define de la siguiente manera:

$$d := \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_v \cdot \rho_l \cdot g} \right)^{\frac{1}{3}} = 7.936 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Con lo que el coeficiente de convección interna finalmente quedaría:

$$h_i = 1.47 \frac{k_l \cdot Re_i^{-1}}{d} = 2.143 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

3.5.3.3 Convección externa

El aerocondensador contará con una serie de ventiladores que impulsarán aire a una cierta velocidad a través de los haces de tubos. Esta convección forzada favorecerá la transferencia de calor, aumentando la velocidad de condensación y ayudando a disminuir el tamaño del aerocondensador.

El coeficiente de transferencia de calor por convección externa, h_o , se obtendrá despejándolo de la ecuación [12]:

$$Nu = \frac{h_o \cdot De}{k_{aire}}$$

Donde:

- k_{aire} es la conductividad térmica del aire.
- De es el diámetro externo de los tubos.
- Nu es el número adimensional de Nusselt, que compara la transmisión de calor por convección con la transferencia de calor si esta ocurriera solamente por conducción.

El número Nusselt presenta diferentes correlaciones en función de la configuración de los tubos, el número de filas de los haces de tubos y los números adimensionales de Reynolds y Prandtl para el aire.

En concreto, para una corriente de aire que circula en flujo cruzado a través de un haz de tubos de 10 o más filas, con un Reynolds comprendido entre 2 000 y 40 000 y un número de Prandtl ≥ 0.7 , la correlación más adecuada es la Correlación de Grimison modificada [12]:

$$Nu_{10} := 1.13 C_1 \cdot Re_D^m \cdot Pr_{aire}^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

- C_1 y m son dos constantes que dependen de la configuración de los tubos y su disposición geométrica.
- Re_D es el número de Reynolds en el exterior de los tubos.
- Pr_{aire} es el número de Prandtl para el aire, obtenido anteriormente de las tablas de las propiedades del aire y que en este caso presenta un valor de 0.71.

Para calcular el número de Reynolds en el exterior de los tubos primero es necesario conocer la velocidad del aire. En el caso de un aerocondensador con varias filas de tubos la velocidad del aire debe encontrarse en un rango entre 500 y 700 pies/min [14], lo que equivale a 2.54 y 3.56 m/s. A la vista de esta información se ha escogido una velocidad del aire, V_{aire} , de 3.5 m/s.

A continuación se calcula el Reynolds en el exterior de los tubos:

$$Re_D = \frac{\rho_{aire} V_{max} D_e}{\mu_{aire}} = 10\,247$$

Donde V_{max} es la velocidad corregida que se debe usar en la correlación de Grimison para una configuración de tubos escalonada, como la que se muestra en la figura 17, obteniéndose como se indica a continuación:

$$V_{max} = \max\left(\frac{L_t}{2(L_t - D)} V, \frac{L_t}{L_t - D} V\right) = 6.3 \text{ m/s}$$

Como el Reynolds es mayor de 1500 se considera que el flujo es turbulento.

Por otro lado, las constantes C_1 y m , se obtienen de tablas [12] en función de la configuración de los tubos, en línea o escalonados, y de los parámetros L_t/D_e y L_t/D_i , representados en la siguiente figura:

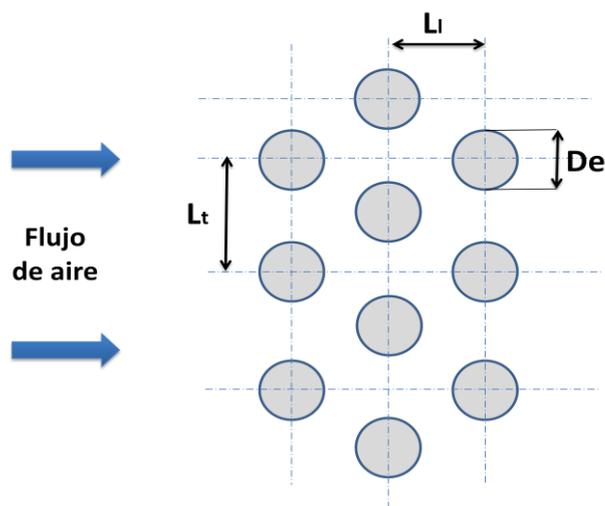


Figura 17: Haces de tubos en configuración escalonada con flujo cruzado.

En este caso los haces de tubos presentan una configuración escalonada formando triángulos equiláteros, por lo que los parámetros L_t/De y L_l/De se calculan como se muestra a continuación:

$$L_t := De + 2 \cdot hf + S_f = 0.057\text{m} \quad \frac{L_t}{De} = 2.25$$

$$L_l := L_t \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) = 0.049\text{m}; \quad \frac{L_l}{De} = 1.949$$

Siendo:

- hf la altura de la aleta.
- S_f el espacio entre puntas de aleta, en este caso correspondiente a 0.25 pulgadas, es decir, 6.35 mm [12].

Con estos resultados se obtiene de la tabla 6 [12] los parámetros C_1 y m :

$$C_1 = 0.559 \quad m = 0.474$$

	L_t/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
L_l/D	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alineado								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.0	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.0	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608

Escalonado								
0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Tabla 6: Constantes para la correlación del Nusselt para flujo cruzado en el interior de un haz de tubos de 10 o más filas [12].

Finalmente el número de Nusselt para un haz de tubos de 10 filas o más queda:

$$Nu_{10} := 1.13 C_1 \cdot Re_D^m \cdot Pr_{aire}^{\frac{1}{3}} = 33.957$$

Sin embargo, para un aerocondensador se recomienda que el número de filas de tubos esté comprendido entre tres y seis [14]. En este caso, considerando el gran área de transferencia de calor necesario para disipar toda la potencia térmica requerida, se ha establecido que los haces de tubos tengan 6 filas.

De esta manera es necesario aplicar un factor de corrección, C_2 , al número de Nusselt obtenido anteriormente:

$$Nu_{(N_l=6)} = C_2 \cdot Nu_{(N_l \geq 10)}$$

De la siguiente tabla [12] se toma el valor del factor de corrección $C_2 = 0.95$, para una configuración escalonada de 6 filas de tubos.

N_l	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alineado	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Escalonado	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.98	0.98	0.99

Tabla 7: Factor de corrección a aplicar para haces de tubos de menos de 10 filas [12].

Por lo tanto el número Nusselt utilizado para el cálculo del coeficiente de calor por convección externa será:

$$Nu := C_2 \cdot Nu_{10} = 32.259$$

Finalmente el coeficiente de calor por convección externa queda de la siguiente manera:

$$h_o = \frac{Nu \cdot k_{aire}}{De} = 33.148 \text{ W/m}^2\text{K}$$

3.5.3.4 Rendimiento de las aletas

Uno de los factores importantes a tener en cuenta en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor es el rendimiento de las aletas y la superficie aleteada de los tubos.

Para determinar la eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular, se acude a la gráfica representada en la figura 18 [19].

El cociente r_a/r_b y el término $L\sqrt{\frac{2h_o}{kb}}$, representados en la gráfica, equivalen con la nomenclatura utilizada anteriormente en este documento a:

$$\frac{De + 2hf}{De} = 2 \quad hf \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{k_{AlCu} \cdot e_f}} = 0.482$$

Con estos valores se entra en la gráfica obteniéndose una eficiencia de aleta, η_f , de 0.91.

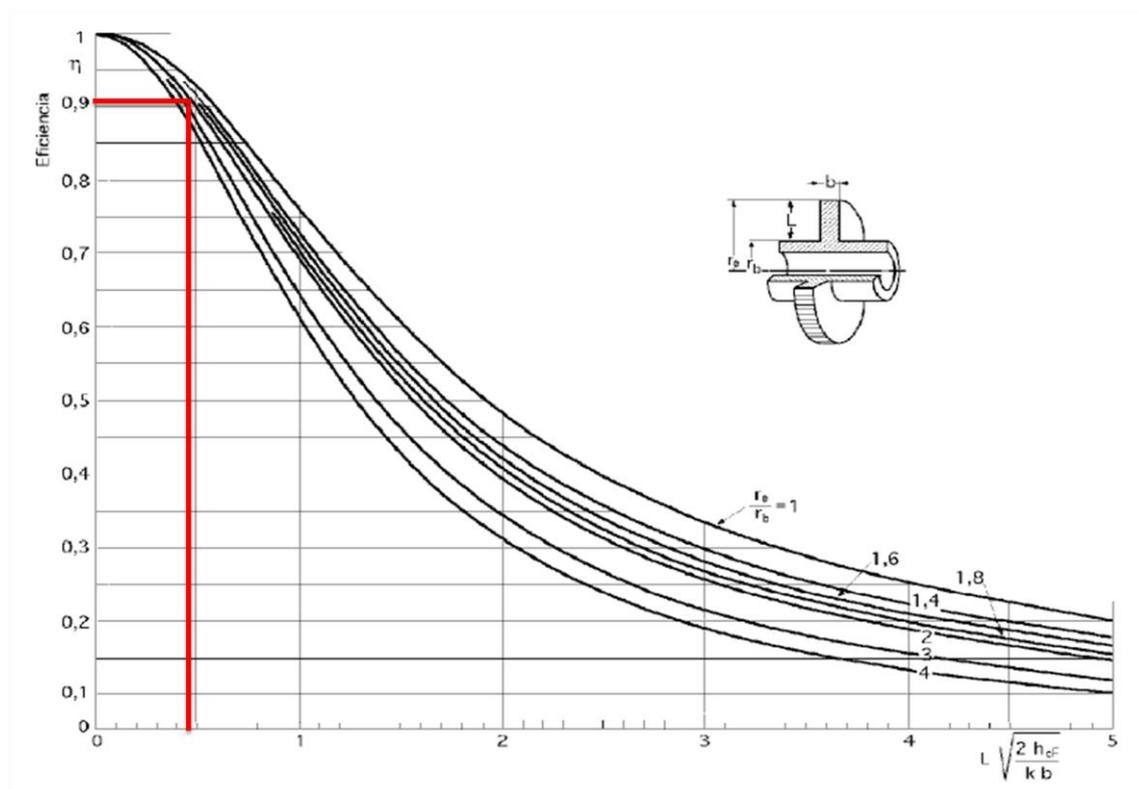


Figura 18: Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular [19].

Con la eficiencia de una aleta ya se puede conocer el rendimiento de toda la superficie aleteada mediante esta expresión:

$$\eta_w := 1 - \frac{(1 - \eta_f) \cdot N_{\text{ftubo}} \cdot A_f}{A_e \cdot N_{\text{tubos}}} = 1$$

Se recuerda que en esta expresión:

- N_{ftubo} es el número de aletas por tubo.
- A_f es el área exterior de una aleta.
- η_f es la eficiencia de una aleta.
- A_e es el área exterior de un tubo aleteado (base más superficie de la aleta).
- N_{tubos} es el número total de tubos.

Al haber un número tan elevado de tubos y un área de transferencia de calor tan grande es lógico que el rendimiento de la superficie aleteada sea prácticamente del 100%.

3.5.3.5 Factores de ensuciamiento

Pasado un cierto tiempo operando, las superficies de transferencia de calor de un condensador, o intercambiador de calor en general, pueden verse cubiertas con partículas procedentes de los fluidos o del medio. También es muy habitual que estas superficies se oxiden como resultado de la interacción entre los fluidos y el material usado para la construcción del aparato. En cualquier caso la capa formada representa una resistencia adicional al flujo de calor y tiene como resultado una reducción del rendimiento.

El efecto total se representa mediante un factor de incrustación, R , obtenido experimentalmente y que en el caso del vapor de agua, que circula por el interior de los tubos, se corresponde con [20]:

$$R_{D_i} = 0.0002 \frac{m^2 K}{w}$$

En cambio, el aire que circula por el exterior de los tubos, presenta un factor de incrustación de [20]:

$$R_{D_o} = 0.0004 \frac{m^2 K}{w}$$

Estos factores deben incluirse como una resistencia térmica más en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

3.5.3.6 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Con los cálculos realizados en apartados anteriores ya se dispone de todo lo necesario para la obtención del coeficiente global de transferencia de calor [14], que resulta:

$$U := \left[\frac{1}{\eta_w \cdot h_o} + \frac{Ae \cdot \ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{AlCu}} + \frac{R_{Do}}{\eta_w} + \left(\frac{1}{h_i} + R_{Di} \right) \cdot \frac{Ae}{Ai} \right]^{-1}$$

$$U = 22.798 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Este coeficiente resulta muy diferente al usado inicialmente, $U_0 = 40 \text{ W/m}^2\text{K}$, por lo que será necesario iterar hasta que los valores coincidan o se acerquen suficientemente.

3.5.4 ITERACIONES

Al principio de los cálculos se utilizaron una temperatura de salida del aire, T_{aireOut} , y un coeficiente global de transferencia de calor, U , aproximados.

Ya se ha visto que el U obtenido es muy diferente del usado inicialmente, a continuación se verá qué ocurre con la temperatura de salida del aire.

Para hallar esta temperatura ha sido necesaria calcular el flujo másico de aire, m_{aire} , que ahora ya se puede obtener debido a que se conoce la velocidad del aire, el número de tubos que se utilizarán, sus dimensiones y colocación en haces de seis filas. Con esto se obtiene el área del “tejado” del condensador, necesaria para el cálculo del m_{aire} :

$$A_{\text{lat}} := \frac{N_{\text{tubos}}}{6} \cdot (2 \cdot hf + De) \cdot L = 2.99 \times 10^3 \text{ m}^2$$

$$m_{\text{aire}} := \rho_{\text{aire}} \cdot A_{\text{lat}} \cdot V_{\text{aire}} = 1.265 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Haciendo un balance de energía entre la potencia térmica disipada por el aerocondensador y el calor captado por el aire en su paso por él, se obtiene la temperatura de salida del aire, que quedaría:

$$T_{\text{aireOutFinal}} := \frac{Pot_t}{m_{\text{aire}} \cdot Cp_{\text{aire}}} + T_{\text{aireIn}} = 318.154\text{K}$$

Cuando al principio se supuso una temperatura de 313.555 K.

Con los resultados obtenidos en esta primera iteración se vuelven a realizar todos los cálculos hasta que los valores cumplan la condición:

$$\frac{|U_i - U_{i-1}|}{U_i} \cdot 100 \leq 0.1\%$$

$$\frac{|T_{aireOut_i} - T_{aireOut_{i-1}}|}{T_{aireOut_i}} \cdot 100 \leq 0.1\%$$

A continuación se muestran los resultados obtenidos para cada una de las iteraciones realizadas:

Valor inicial	$U_0 = 40 \text{ W/m}^2\text{K}$	$T_{aireOut0} = 313.555 \text{ K}$
Iteración 1	$U_1 = 22.798 \text{ W/m}^2\text{K}$	$T_{aireOut1} = 318.154 \text{ K}$
Iteración 2	$U_2 = 24.549 \text{ W/m}^2\text{K}$	$T_{aireOut2} = 310.968 \text{ K}$
Iteración 3	$U_3 = 23.269 \text{ W/m}^2\text{K}$	$T_{aireOut3} = 315.496 \text{ K}$
Iteración 4	$U_4 = 23.866 \text{ W/m}^2\text{K}$	$T_{aireOut4} = 312.967 \text{ K}$
Iteración 5	$U_5 = 23.504 \text{ W/m}^2\text{K}$	$T_{aireOut5} = 314.401 \text{ K}$
Iteración 6	$U_6 = 23.695 \text{ W/m}^2\text{K}$	$T_{aireOut6} = 313.608 \text{ K}$
Iteración 7	$U_7 = 23.586 \text{ W/m}^2\text{K}$	$T_{aireOut7} = 314.05 \text{ K}$
Iteración 8	$U_8 = 23.646 \text{ W/m}^2\text{K}$	$T_{aireOut8} = 313.805 \text{ K}$
Iteración 9	$U_9 = 23.612 \text{ W/m}^2\text{K}$	$T_{aireOut9} = 313.942 \text{ K}$
Iteración 10	$U_{10} = 23.631 \text{ W/m}^2\text{K}$	$T_{aireOut10} = 313.866 \text{ K}$

Tabla 8: Valores de U y $T_{aireOut}$ obtenidos para cada iteración.

Finalmente los últimos valores, correspondientes a la iteración 10, cumplen las condiciones impuestas anteriormente.

$$\frac{|U_{11} - U_{10}|}{U_{11}} \cdot 100 = 0.08 \% \leq 0.1\%$$

$$\frac{|T_{aireOut_{11}} - T_{aireOut_{10}}|}{T_{aireOut_{11}}} \cdot 100 = 0.024 \% \leq 0.1\%$$

En la siguiente tabla se muestran los parámetros de diseño obtenidos a partir de los valores del coeficiente global de transferencia de calor y la temperatura de salida del aire resultantes de la última iteración.

Parámetros de diseño del aerocondensador	
Coeficiente global de transferencia de calor, U	23.631 W/m ² K
Temperatura de salida del aire, $T_{aireOut}$	313.866 K
Área total exterior de transferencia de calor, A	7.141·10 ⁵ m ²
Número de tubos totales, N_{tubos}	64250

Tabla 9: Parámetros de diseño del aerocondensador.

Conociendo el número de tubos totales y sus dimensiones ya es posible hacerse una idea del tamaño que tendrá el aerocondensador. Sin embargo, antes de concluir el diseño se realizará un chequeo teórico de su comportamiento con datos reales de temperatura y producción.

3.6 ANÁLISIS OPERATIVO DEL DISEÑO

En el diseño efectuado en el apartado anterior se ha tomado como temperatura de entrada del aire 35°C por suponerse suficientemente alta para garantizar el buen funcionamiento del aerocondensador y evitar el excesivo sobredimensionamiento de éste, lo cual dispararía los costes.

Debido a que en la realidad la temperatura del aire variará en gran medida entre el día y la noche y en las diferentes estaciones y a que la temperatura máxima alcanzada durante el año será superior a estos 35°C , a continuación se analiza el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor, U , que se necesitaría en cada momento ante datos reales de temperatura y producción. Estos datos de producción, correspondientes a la planta solar térmica Palma del Río II, se han obtenido por cortesía de Red Eléctrica de España S.A.U., en cuya base de datos se registra la producción en tiempo real de todas las centrales generadoras de electricidad españolas.

Para ello se calculará de nuevo el U del aerocondensador valiéndose del área de transferencia de calor, A , calculada en el apartado anterior e introduciendo en las fórmulas valores reales de temperatura del aire y producción.

Se han escogido dos días despejados pero de temperaturas extremas para esta comprobación. El primero corresponde a un día típico de invierno y el otro a uno de los días más calurosos del verano.

3.6.1 INVIERNO

El día 19 de Febrero de 2012 se registraron, según Agencia Estatal de Meteorología [13], las siguientes temperaturas en Córdoba:

Temperatura en Córdoba, 19 Febrero 2012

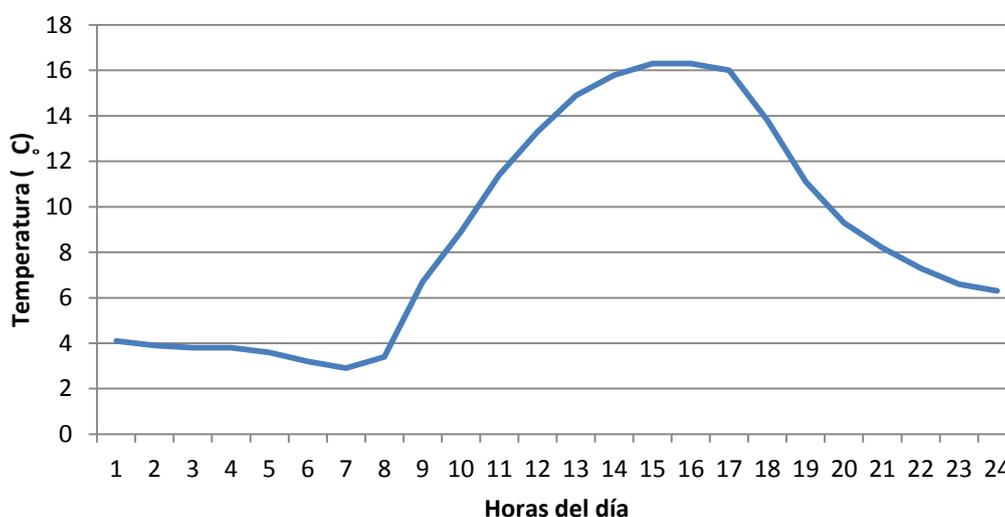


Figura 19: Temperatura horaria registrada en Córdoba el 19 de Febrero del 2012 [13].

Estos datos se introducirán en las fórmulas como temperatura de entrada del aire al aerocondensador. Hay que tener en cuenta que al variar la temperatura del aire también variará su densidad y calor específico, de modo que para cada hora los datos que se deberán tomar serán los que se muestran en la tabla 10:

Hora del día	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Calor específico (J/kg K)
1:00	4.1	1.233	1011.20
2:00	3.9	1.235	1011.20
3:00	3.8	1.236	1011.19
4:00	3.8	1.236	1011.19
5:00	3.6	1.237	1011.18
6:00	3.2	1.239	1011.16
7:00	2.9	1.239	1011.15
8:00	3.4	1.238	1011.17
9:00	6.7	1.223	1011.33
10:00	8.9	1.212	1011.44
11:00	11.4	1.202	1011.57
12:00	13.3	1.194	1011.66
13:00	14.9	1.190	1011.74
14:00	15.8	1.183	1011.79
15:00	16.3	1.181	1011.81
16:00	16.3	1.181	1011.81
17:00	16.0	1.182	1011.80
18:00	13.8	1.191	1011.69
19:00	11.1	1.204	1011.55
20:00	9.3	1.211	1011.46

21:00	8.2	1.216	1011.41
22:00	7.3	1.220	1011.36
23:00	6.6	1.223	1011.33
24:00	6.3	1.225	1011.31

Tabla 10: Propiedades del aire para cada hora del día del 19 de Febrero de 2012.

Ese mismo día la producción eléctrica registrada, Pot_e , de la planta Palma del Río II fue la siguiente [21]:

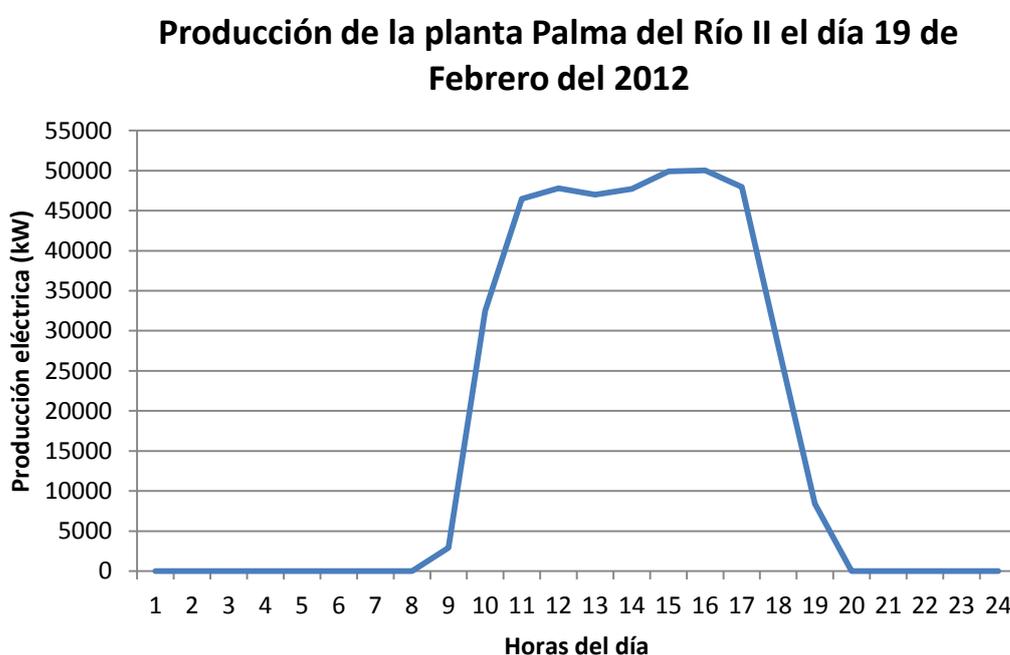


Figura 20: Producción eléctrica de la planta solar térmica Palma del Río II el día 19 de Febrero del 2012 [21].

Para cada hora del día se realizarán las siguiente operaciones utilizándose los datos reales mostrados en este apartado y el área de transferencia de calor, A , calculada anteriormente:

- Potencia térmica a disipar: $Pot_t := \frac{Pot_e}{\eta_{tv}}$
- Área del “tejado” del aerocondensador: $A_{lat} := \frac{N_{tubos}}{6} \cdot (2 \cdot hf + De) \cdot L$
- Flujo másico de aire: $m_{aire} := \rho_{aire} \cdot A_{lat} \cdot V_{aire}$
- Temperatura de salida del aire: $T_{aireOut} := \frac{Pot_t}{m_{aire} \cdot C_{p_{aire}}} + T_{aireIn}$

- Variación de temperatura media logarítmica: $\Delta T_{lm} := \frac{(T_{aireOut} - T_{aireIn})}{\ln \left[\frac{(T_c - T_{aireIn})}{(T_c - T_{aireOut})} \right]}$
- Coeficiente global de transferencia de calor: $U := \frac{Pot_t}{\Delta T_{lm} \cdot A}$

Finalmente los datos obtenidos para el coeficiente global de transferencia de calor para cada hora del día 19 de Febrero del 2012 son:

Hora	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00
U(w/m²k)	0	0	0	0	0	0	0	0	0.267	3.153	4.844	5.275
Hora	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	24:00
U(w/m²k)	6.066	6.081	5.768	3.147	0.867	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 11: Coeficiente global de transferencia de calor para cada hora del día 19 de Febrero de 2012.

Mediante un gráfico se aprecia mejor la variación del coeficiente global de transferencia de calor a lo largo del día.

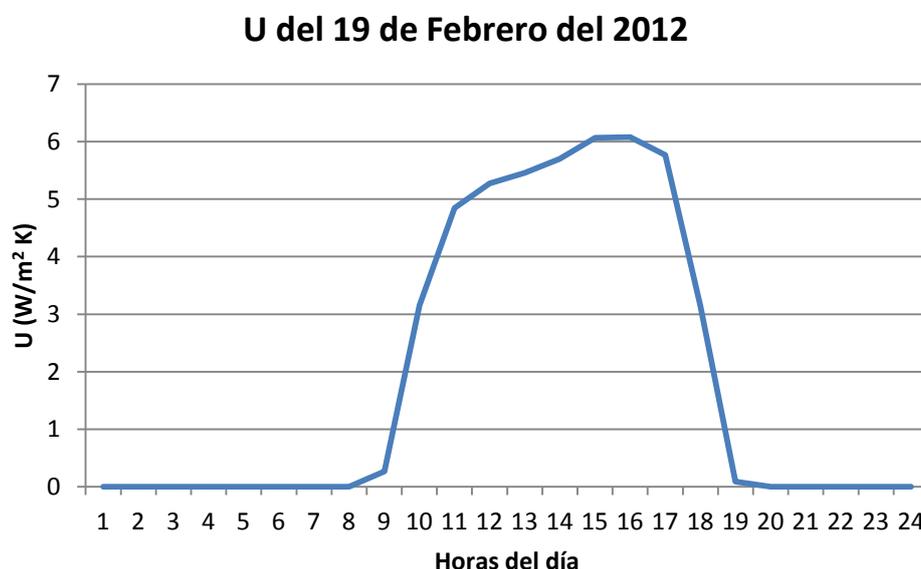


Figura 21: Coeficiente global de transferencia de calor necesario a lo largo del 19 de Febrero del 2012.

Los resultados obtenidos muestran el coeficiente global de transferencia de calor que se necesitaría para disipar la potencia térmica en cada momento del día. Teniendo en cuenta que en el diseño efectuado el U obtenido es de 23.631 W/m²K y que según estos cálculos el

máximo U necesario en este día de invierno sería de $6.081 \text{ W/m}^2\text{K}$, se puede concluir que el aerocondensador diseñado es sobradamente capaz de disipar la potencia térmica requerida durante el invierno.

3.6.2 VERANO

Uno de los días más calurosos del verano de 2011 en Córdoba fue el 27 de Julio, día en el que se registraron las siguientes temperaturas:

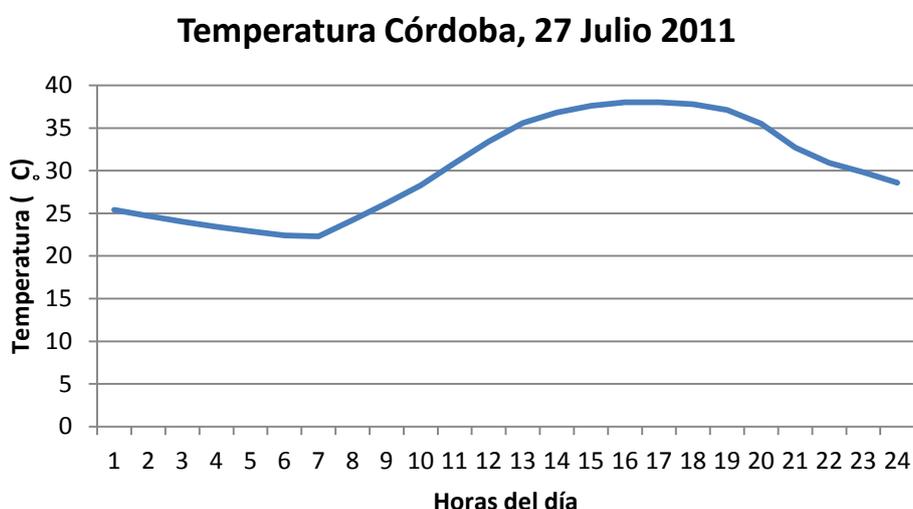


Figura 22: Temperatura horaria registrada en Córdoba el 27 de Julio del 2011 [13].

Como en el caso anterior al variar la temperatura del aire también cambiarán sus propiedades, por lo que para cada hora se tiene:

Hora del día	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Calor específico (J/kg K)
1:00	25.4	1.145	1012.5
2:00	24.7	1.148	1012.5
3:00	24	1.150	1012.4
4:00	23.4	1.155	1012.3
5:00	22.9	1.154	1012.3
6:00	22.4	1.156	1012.2
7:00	22.3	1.157	1012.2
8:00	24.2	1.151	1012.4
9:00	26.2	1.143	1012.6
10:00	28.3	1.137	1012.8
11:00	30.9	1.126	1013.0
12:00	33.4	1.118	1013.2
13:00	35.6	1.111	1013.5

14:00	36.8	1.107	1013.6
15:00	37.6	1.103	1013.7
16:00	38	1.102	1013.7
17:00	38	1.102	1013.7
18:00	37.8	1.103	1013.7
19:00	37.1	1.106	1013.6
20:00	35.5	1.111	1013.4
21:00	32.7	1.120	1013.1
22:00	30.9	1.126	1013.0
23:00	29.8	1.132	1013.0
24:00	28.6	1.135	1012.9

Tabla 12: Propiedades del aire para cada hora del día del 27 de Julio del 2011.

En verano la planta solar térmica Palma del Río II es capaz de absorber más calor que el necesario para alcanzar su potencia nominal de producción, por lo que activa su sistema de acumulación para seguir produciendo electricidad durante las 24 horas del día.

Por ello para el día 27 de Julio del 2011 en vez de presentar una curva de producción se tomará la potencia eléctrica, Pot_e , constante y de valor 50 MW eléctricos, ya que ésta es la potencia eléctrica instalada de la central.

Siguiendo la misma secuencia de operaciones que en el análisis de un día de invierno, para los datos descritos en este apartado:

- Potencia térmica a disipar: $Pot_t := \frac{Pot_e}{\eta_{tv}}$
- Área del “tejado” del aerocondensador: $A_{lat} := \frac{N_{tubos}}{6} \cdot (2 \cdot hf + De) \cdot L$
- Flujo másico de aire: $m_{aire} := \rho_{aire} \cdot A_{lat} \cdot V_{aire}$
- Temperatura de salida del aire: $T_{aireOut} := \frac{Pot_t}{m_{aire} \cdot C_{p_{aire}}} + T_{aireIn}$
- Variación de temperatura media logarítmica: $\Delta T_{lm} := \frac{(T_{aireOut} - T_{aireIn})}{\ln \left[\frac{(T_c - T_{aireIn})}{(T_c - T_{aireOut})} \right]}$
- Coeficiente global de transferencia de calor: $U := \frac{Pot_t}{\Delta T_{lm} \cdot A}$

Se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor necesario para disipar toda la potencia térmica requerida para cada hora del día:

Hora	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00
U(w/m²k)	8.787	8.496	8.224	8.004	7.829	7.662	7.63	8.3	9.145	10.241	12.024	14.442
Hora	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	24:00
U(w/m²k)	17.548	19.88	21.812	22.926	22.926	22.355	20.563	17.378	13.672	12.024	11.199	10.419

Tabla 13: Coeficiente global de transferencia de calor para cada hora del día 27 de Julio del 2011.

Gráficamente, en la figura 23, se ve como el U varía de forma muy similar a como varía la temperatura, lo cual es lógico teniendo en cuenta que en este caso la producción es constante y la variación en los datos de entrada viene dada por la temperatura de entrada del aire al aerocondensador.

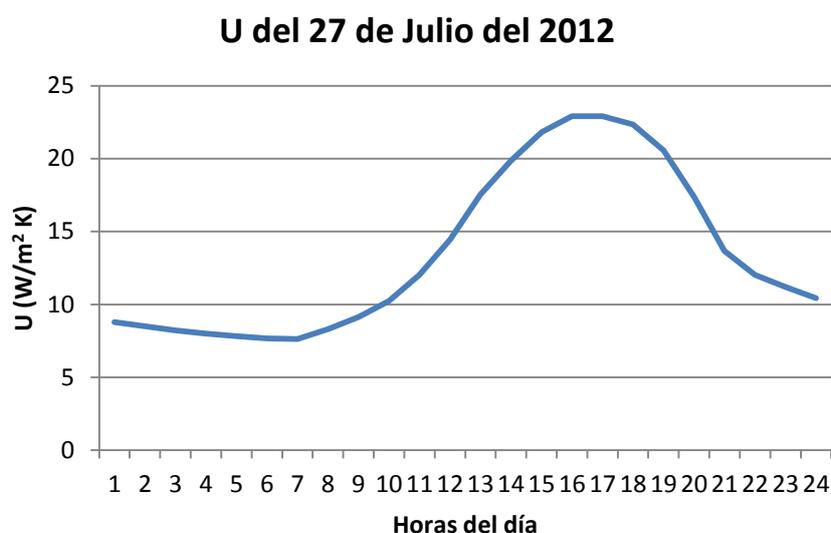


Figura 23: Coeficiente global de transferencia de calor necesario a lo largo del 27 de Julio del 2011.

En este caso el máximo coeficiente global de transferencia de calor necesario sería de $22.926 \text{ W/m}^2\text{K}$, bastante más alto que en el caso de un día de invierno, pero aún así inferior al U obtenido en el diseño del aerocondensador, que es de $23.631 \text{ W/m}^2\text{K}$.

De acuerdo con los resultados del estudio se concluye que el aerocondensador diseñado tiene la suficiente capacidad para disipar el calor necesario tanto en invierno como en días calurosos del verano.

3.6.3 ANÁLISIS BAJO TEMPERATURAS EXTREMAS

El estudio anterior no incluye un análisis del comportamiento del aerocondensador ante días excepcionalmente calurosos en los que se produzcan grandes picos de temperatura. Para ello se han recogido las máximas temperaturas registradas en Córdoba durante los últimos cinco años, desde el 1 de Enero del 2007 al 31 de Diciembre del 2011, obteniéndose lo siguiente:

Temperatura máxima, Córdoba (2007 - 2011)

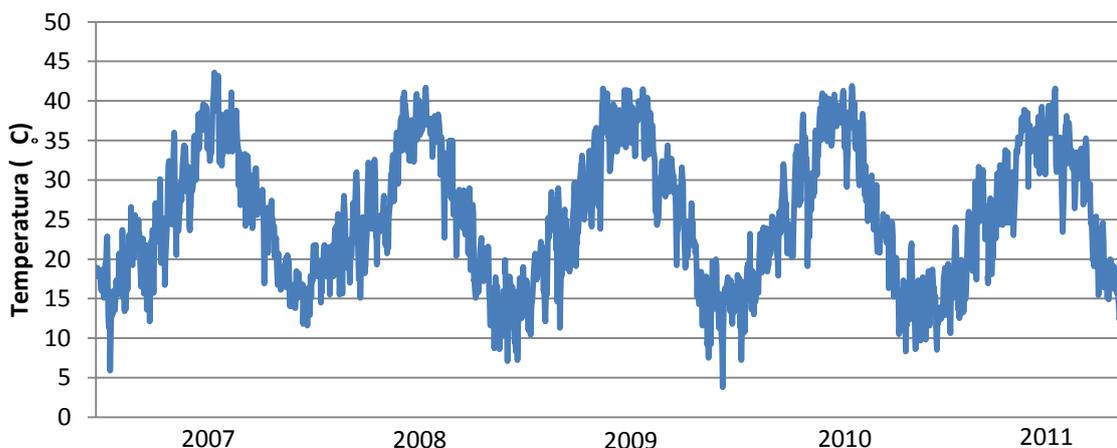


Figura 24: Temperaturas máximas registradas en Córdoba desde al año 2007 al 2011 [13].

La máxima temperatura registrada en estos cinco años se produjo en el año 2007 y toma el valor de 43.6 °C.

Para ver si el aerocondensador diseñado podría operar bajo condiciones extremas de calor se ha tomado un intervalo de temperaturas de 39 a 44 °C. Con ello se obtiene por un lado el coeficiente global de transferencia de calor necesario y por otro, el resultante del diseño realizado, de modo que variando alguno de sus parámetros se optimiza el comportamiento del aerocondensador diseñado para su funcionamiento en estos días de calor extremo.

El coeficiente global de transferencia de calor necesario se calculará siguiendo la secuencia de operaciones expuestas en el apartado anterior hasta llegar a la siguiente fórmula:

$$U := \frac{Pot_t}{\Delta T_{lm} \cdot A}$$

Por otro lado, el coeficiente global de transferencia de calor resultante del diseño vendrá dado por:

$$U := \left[\frac{1}{\eta_w \cdot h_o} + \frac{Ae \cdot \ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{AlCu}} + \frac{R_{Do}}{\eta_w} + \left(\frac{1}{h_i} + R_{Di}\right) \cdot \frac{Ae}{Ai} \right]^{-1} \quad (W/m^2K)$$

Las propiedades del aire necesarias para los cálculos que irán variando con la temperatura y sus valores son:

Temperatura (°C)	Densidad, ρ (kg/m ³)	Calor específico, C_p (J/kg K)	Conductividad térmica, k (W/m K)	Viscosidad, $\mu \cdot 10^6$ (N s/m ²)	Prandtl, Pr
39	1.099	1013.8	0.0264	19.039	0.71
40	1.092	1014.0	0.0265	19.123	0.71
41	1.089	1014.2	0.0266	19.162	0.71
42	1.085	1014.3	0.0266	19.201	0.71
43	1.082	1014.5	0.0267	19.241	0.71
44	1.079	1014.6	0.0268	19.280	0.71

Tabla 14: Propiedades del aire seca a presión atmosférica [14].

Para este rango de temperaturas se calcula el U que sería necesario en cada caso, obteniéndose:

Temperatura (°C)	U (W/m ² K)
39	26.29
40	30.801
41	37.181
42	46.896
43	63.489
44	98.283

Tabla 15: Coeficiente global de transferencia de calor necesario a distintas temperaturas y para una velocidad del aire de 3.5 m/s.

Todos los U resultantes son mayores que el U calculado en el diseño, que era de 23.631 W/m²K. Por lo que en estas condiciones el aerocondensador no sería capaz de disipar la potencia térmica requerida. Para poder operar en estas condiciones de temperatura sería necesario aumentar la velocidad de entrada del aire y por consiguiente al caudal de aire, aprovechando la capacidad de los ventiladores de variar su régimen de giro.

Variando la velocidad de entrada del aire se van ajustando los U necesarios y los obtenidos del diseño. Finalmente se tiene:

Temperatura(°C)	U _{diseño} (W/m ² K)	U _{requerido} (W/m ² K)	Velocidad aire (m/s)	Caudal aire (m ³ /s)
39	26.69	26.107	5.5	28 570
40	30.506	30.397	8.5	44 160
41	36.467	36.406	16	83 120
42	45.529	45.465	41	213 000
43	60.786	60.693	235	1 221 000
44	-	91.69	>1 000	-

Tabla 16: Coeficiente global de transferencia de calor diseñado y requerido ajustados por la velocidad del aire de entrada a distintas temperaturas.

Cuando la temperatura exterior alcanza los valores señalados en la tabla 16, el aerocondensador no es capaz de disipar toda la potencia térmica requerida con la velocidad del aire establecida en el diseño, que era de 3.5 m/s. Para poder solucionar este problema se debe aumentar el régimen de giro de los ventiladores con el fin de aumentar la velocidad del aire y por tanto su caudal.

En la tabla 16 se encuentran recogidos los valores de la velocidad y caudal de aire necesarios para poder disipar toda la potencia térmica requerida en cada caso. Estos valores se fijaron en el momento en que el coeficiente global de transferencia de calor determinado según el diseño igualaba o superaba al requerido según las condiciones de producción y temperatura del aire de entrada.

A la temperatura de 44 °C se vio que se requeriría una velocidad de más de 1 000 m/s, lo cual es de todo punto de vista inviable por lo que no se calculó el valor final por considerarse innecesario.

Es reseñable el hecho de que la velocidad requerida del aire aumenta exponencialmente según aumenta la temperatura, tal como se muestra en la figura 25. De esta manera cada vez se hace más difícil cumplir los objetivos de disipación de calor contando solo con la variación de velocidad del aire.

Velocidad del aire requerido a distintas temperaturas

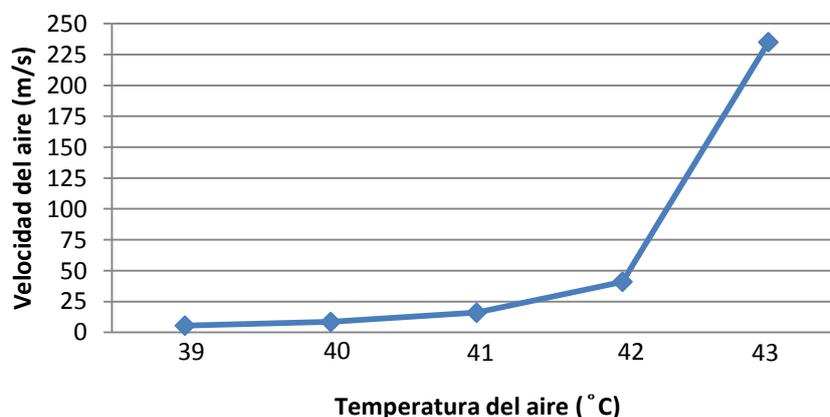


Figura 25: Velocidad del aire requerida a distintas temperaturas de entrada del aire.

Finalmente se concluye que es viable aumentar la velocidad del aire hasta los 41 m/s, es decir, que se podría operar de este modo hasta alcanzar una temperatura exterior de 42 °C debido a que los ventiladores utilizados no son capaces de alcanzar velocidades mayores de 45 m/s, según los catálogos consultados, por lo que proporcionar una velocidad al aire de 235 m/s no es posible tecnológicamente con los ventiladores disponibles en el mercado para este tipo de instalaciones. Además, el siguiente escalón de velocidades supondría un aumento

desproporcionado del caudal de aire para poder operar con una temperatura exterior de tan solo un grado más, por lo que no sería razonable proceder de esta manera.

Superados los 42°C se deben buscar otras formas de actuación para garantizar el funcionamiento de la planta. Una opción podría ser reducir parcialmente la producción desviando parte de la potencia térmica absorbida por la planta al sistema de acumulación para utilizarlo unas horas más tarde, cuando la temperatura exterior haya disminuido al menos hasta los 42°C.

Hay que tener en cuenta, que alcanzar una temperatura superior a 42°C, se considera una situación extrema y excepcional ya que según los datos recogidos por la Agencia Estatal de Meteorología [13], en los últimos 5 años en Córdoba se han superado los 42°C tan solo en 5 días.

3.7 COMPARATIVA DE CONSUMOS

Uno de los métodos de condensación más habituales para condensar el vapor proveniente de la turbina, en este tipo de centrales, son los condensadores con torre de refrigeración, que utilizan agua como fluido refrigerante.

Este tipo de condensadores, en general, conllevan un menor autoconsumo de energía eléctrica para funcionar que los aerocondensadores, sin embargo el consumo de agua que necesitan es bastante grande.

En este apartado se llevará a cabo una comparativa entre el consumo, tanto de electricidad como de agua, del aerocondensador diseñado y un condensador con torre de refrigeración de tiro natural.

3.7.1 CONSUMO DEL AEROCONDENSADOR

Para poder tener una idea del consumo del aerocondensador cuando opera con normalidad, lo primero que se debe hacer es concretar el número de ventiladores que se necesitan.

Con los datos resultantes del diseño se determinan las dimensiones del aerocondensador. En primer lugar el condensador diseñado estará formado por haces de tubos de 6 filas. A su vez estos haces se distribuirán en dos paneles de condensación, que presentan una inclinación respecto a la horizontal de 60°, formando una configuración de estructura en A, como ya se explicó en el Capítulo 2.

Con esta configuración en forma de triángulo equilátero se forma una base de longitud aproximadamente igual a la de los tubos, en este caso de 9.6 m de ancho, en la que se ensamblarán los ventiladores.

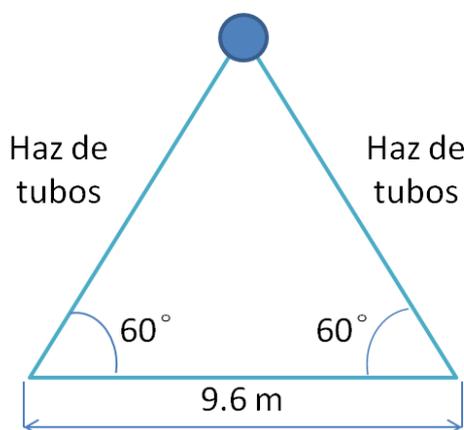


Figura 26: Esquema de la estructura en A del aerocondensador.

Por otro lado, la longitud del aerocondensador se obtiene conociendo el número de tubos, sus dimensiones y configuración. Operando de la siguiente manera la longitud total queda:

$$\frac{N_{\text{tubos}}}{6 \cdot 2} \cdot (2 \cdot h_f + D_e + S_f) = 305.967 \text{ m} \approx 306 \text{ m}$$

Donde:

- N_{tubos} es el número total de tubos.
- h_f es la altura de las aletas.
- D_e es el diámetro externo de los tubos.
- S_f es la distancia entre puntas de aletas.
- Los números 6 y 2 del denominador representan el número de filas de los haces de tubos y el número de "tejados" respectivamente.

Una longitud tan grande, 306 m, podría generar una mala distribución del vapor por los tubos y problemas de espacio en la instalación. Por ello se ha decidido dividir el aerocondensador en 5 módulos que operarán en paralelo, con una longitud de 61.2 m para cada uno de ellos.

Esta práctica es ampliamente utilizada en el diseño de aerocondensadores debido a su gran tamaño. Un ejemplo es el aerocondensador que se construyó para la ampliación del Ciclo Combinado de la Central Termoeléctrica Hermosillo en 2005 y que también fue dividido en 5 módulos, tal y como se puede apreciar en la siguiente fotografía tomada durante su construcción [23].



Figura 27: Construcción del aerocondensador para la ampliación de la Central Termoeléctrica Hermosillo en 2005 [23].

En el catálogo del fabricante de ventiladores seleccionado [22] aparecen las dimensiones de este tipo de ventiladores siendo de algo más de 3 metros de diámetro, dependiendo sus dimensiones exactas del modelo elegido finalmente, por lo que para respetar una cierta distancia entre un ventilador y otro se asignará para cada ventilador un espacio mínimo de 4 m x 4 m en la base del aerocondensador.

Un ejemplo de ventiladores ensamblados en la base de un aerocondensador se muestra en la siguiente fotografía:



Figura 28: Ventiladores en línea en la base de un aerocondensador [24].

Como se ha dicho antes, cada módulo del aerocondensador será de 61.2 m de largo por 9.6 m de ancho. Con lo que en cada módulo se podrán colocar 15 filas de 2 ventiladores cada una, tal como se esquematiza a continuación:

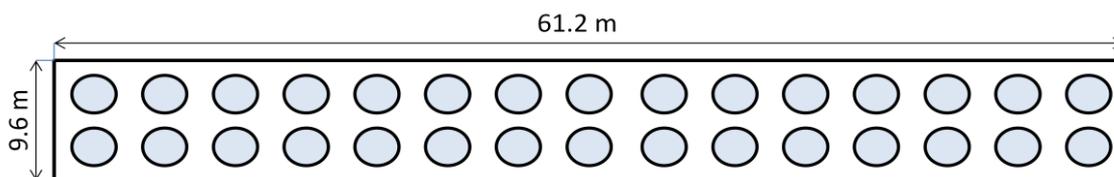


Figura 29: Esquema de la base del aerocondensador, donde los círculos representan los ventiladores.

Con esta información quedan definidas las dimensiones finales de cada uno de los cinco módulos del aerocondensador, esquematizándose en la siguiente figura:

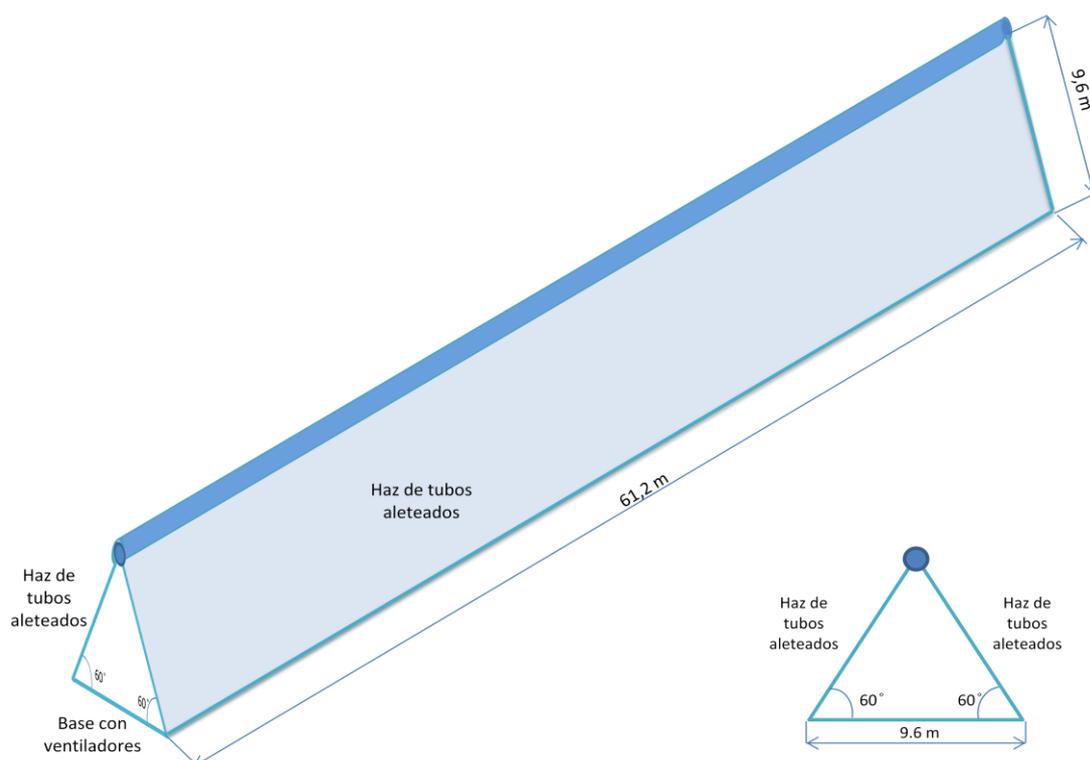


Figura 30: Esquema de un módulo del aerocondensador.

Con esta configuración se tendrán 30 ventiladores en cada módulo, es decir, un total de 150 ventiladores que se repartirán el caudal de aire total necesario.

Éste caudal total de aire vendrá dado por la velocidad de aire, V_{aire} , y el área total del “tejado” que forman los haces de tubos, A_{lat} , que ya fue calculado en apartados anteriores, dando el siguiente resultado:

$$\text{Caudal}_{\text{aire}} := V_{\text{aire}} \cdot A_{\text{lat}} = 1.818 \times 10^4 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \simeq 65\,448\,000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dividiendo esta cantidad por los 150 ventiladores, se obtiene el caudal de aire que cada ventilador debe suministrar y que es de $436\,320 \text{ m}^3/\text{h}$.

Acudiendo a los catálogos [22] se escogió un ventilador que proporcionara este caudal con el máximo rendimiento posible, eligiéndose finalmente el ventilador axial vertical y reversible DTF (R) 2800 – 14, que se muestra a continuación:

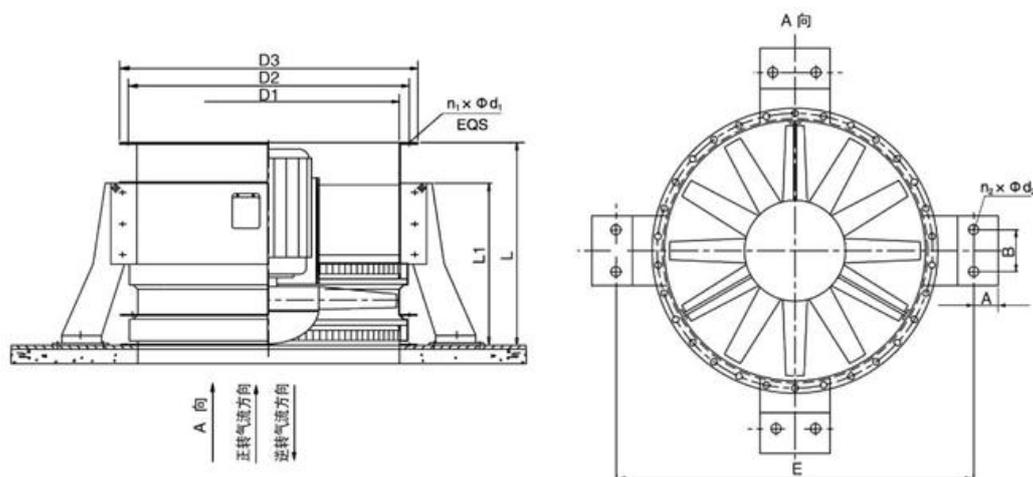


Figura 31: Plano del ventilador axial vertical DTF (R) 2800 – 14 [22].

Las dimensiones de este ventilador según la nomenclatura que aparece en la figura son:

D1	D2	D3	E	L	L1	A	B	$n_1 \times \Phi d_1$	$n_2 \times \Phi d_2$
2814	2960	3060	3400	2100	950	80	160	42xΦ22	8xΦ24

Tabla 17: Dimensiones del ventilador DTF (R) 2800 – 14 en milímetros [22].

Para calcular el rendimiento y consumo de los ventiladores a partir de un caudal de aire determinado se hace uso de las curvas características proporcionadas por el fabricante:

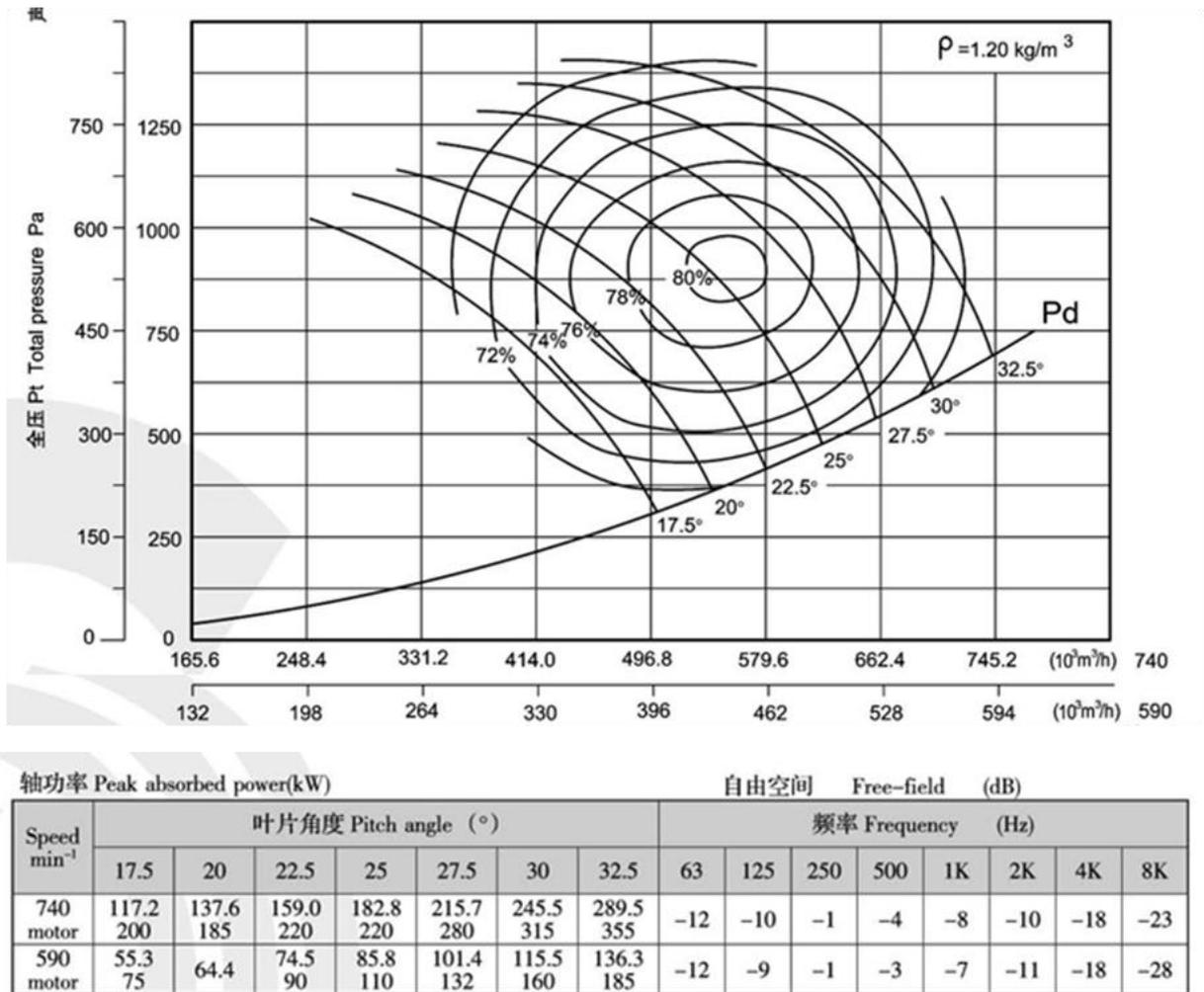


Figura 32: Curvas características y consumo del ventilador DTF (R) 2800 – 14 [22].

Eligiendo el ventilador con motor 590, se entra en la curva con un caudal de 436 320 m³/h hasta cortar con la línea de ángulo de inclinación de 25°, con lo que se podrá operar con un máximo rendimiento.

La tabla bajo la curva muestra el consumo del ventilador según el motor escogido y el ángulo de inclinación. En este caso, al tener un rendimiento tan alto el consumo de cada ventilador será de 85.8 kW.

Al tener 150 ventiladores repartidos entre los cinco módulos el consumo total en condiciones normales, será de 12 870 kW.

Comparado con la potencia térmica a disipar por el aerocondensador, 128.2 MW, el consumo de los ventiladores es de un 10.04 % de la potencia térmica que disipan.

3.7.2 CONSUMOS DE UN CONDENSADOR CON TORRE DE REFRIGERACIÓN

Un condensador con torre de refrigeración necesita energía eléctrica para hacer funcionar la bomba de agua que impulsa el agua procedente del acuífero por la instalación y para hacer funcionar la unidad de tratamiento de agua. La torre de refrigeración se considera de tiro natural, por lo que no consume energía eléctrica.

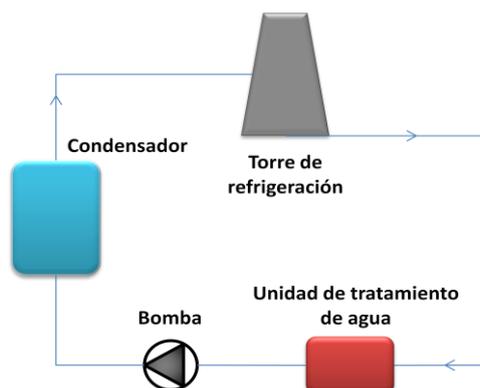


Figura 33: Esquema de un condensador con torre de enfriamiento.

Además, este tipo de condensadores conllevan un gran consumo de agua a tener en cuenta.

Para calcular estos consumos, lo primero es realizar un balance de energía para estimar el caudal de agua necesario en el caso de la torre:

$$Pot_t = m_{agua} C_{p_{agua}} \Delta T$$

Donde:

- Pot_t es la potencia térmica a disipar por el aerocondensador.
- m_{agua} es el flujo másico de agua.
- $C_{p_{agua}}$ es el calor específico del agua.
- ΔT es la diferencia de temperatura del agua antes y después de entrar en el condensador.

Para obtener la diferencia de temperatura aproximada, es necesario saber la temperatura del agua del acuífero utilizado. Según el "Informe Andarríos" elaborado por la Junta de Andalucía en el 2009 [27], el 70% de los ríos andaluces varían su temperatura a lo largo del año de los 10 a los 20 °C.

Con esta información y sabiendo que la temperatura del vapor del condensador de 45.81 °C, se toma como variación aproximada de temperatura del agua del condensador 25 grados.

De esta manera ya se tienen todos los datos necesarios para calcular el flujo másico de agua que necesitaría la torre de refrigeración, y que es de 1 126.8 kg/s lo que equivale a 4 416 m³/h.

Acudiendo a las curvas características suministradas por el proveedor de bombas *Grundfos* [28] con el caudal de agua calculado, se obtiene su consumo.

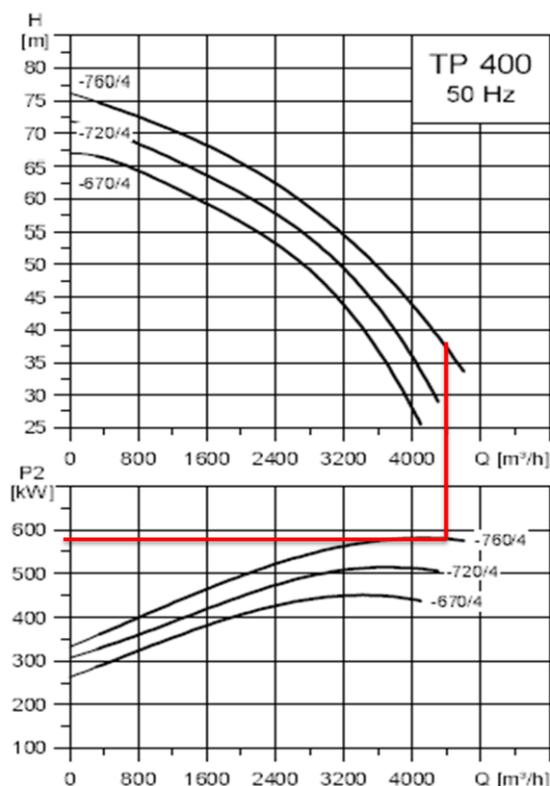


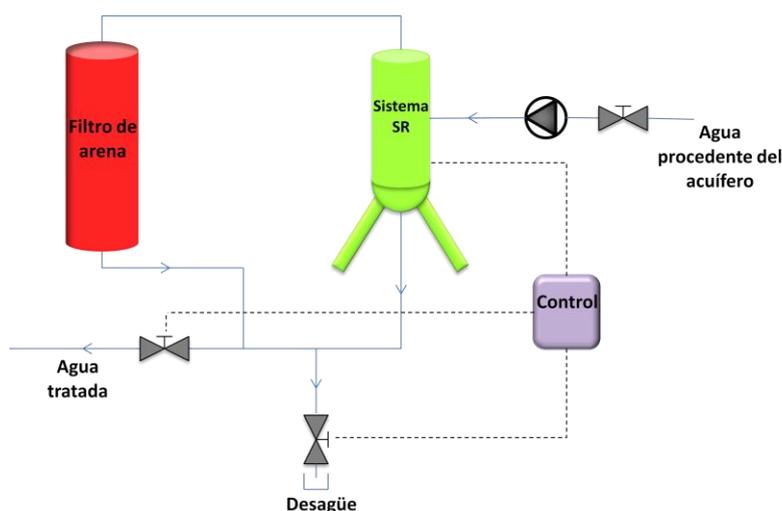
Figura 34: Curvas características de la bomba TP 400 – 760 [28].

Para el caudal requerido la bomba seleccionada tiene un consumo de unos 580 kW eléctricos.

Además de la bomba que hace circular el agua por el condensador y la torre de refrigeración, este tipo de condensadores incluyen una unidad de tratamiento de agua que limpia y acondiciona el agua proveniente de un acuífero antes de entrar en la instalación con el fin de proteger los equipos de elementos que puedan obstruirlos o acelerar la degradación de los materiales.

Una unidad de tratamiento de agua típica de estas instalaciones es el Sistema SR-CT [29]. Este sistema automático de tratamiento de agua filtra los sólidos, eleva el pH del agua y aprovecha las reacciones químicas provocadas por la electrólisis para depositar sales y carbonatos.

Un esquema de esta unidad se muestra en la siguiente figura:


Figura 35: Esquema de la unidad de tratamiento de agua SR-CT.

Como se puede ver, la unidad de tratamiento de agua cuenta con una bomba que maneja un caudal muy parecido al de la bomba TP 400 – 760 por lo que su consumo también es similar. El Control y el Sistema SR también consumen energía y aunque no se tienen datos exactos de su consumo sí se sabe que es mucho menor que el de la bomba.

Por todo ello se considera que la unidad de tratamiento de agua tiene un consumo aproximado de unos 600 kW.

Finalmente sumando el consumo de la bomba principal con el de la unidad de tratamiento de agua, se llega a que el consumo eléctrico de un condensador con torre de enfriamiento es de unos 1 180 kW.

A continuación se muestra una tabla resumen con los resultados obtenidos.

	Aerocondensador	Condensador + torre
Consumo eléctrico (kW)	12 870	1 180
Consumo de agua (m³/h)	-	4 416

Tabla 18: Comparativa de consumos.

Estos resultados confirman la importante diferencia que hay en el consumo de energía eléctrica entre un aerocondensador y un condensador con torre de refrigeración, ya que el aerocondensador consume unas 10,9 veces más energía eléctrica que el condensador con torre. Asimismo, la gran cantidad de litros de agua que se pueden ahorrar con el uso de aerocondensadores, 4 416 m³/h, lo convierten en una alternativa a tener en cuenta.

3.8 INSTRUMENTACIÓN

Antes de finalizar el diseño del aerocondensador, es importante incluir una serie de instrumentos de medida que controlen los valores de ciertos parámetros durante el funcionamiento de la instalación. Esta instrumentación ayuda al control global de la central y hace que la instalación no opere como un sistema aislado, sino sincronizado con todos los elementos de la central.

Los parámetros a monitorizar son:

1. La presión del vapor a la salida de la turbina y por tanto, en el interior del condensador.
2. La temperatura del aire.
3. La temperatura del vapor.
4. Caudal de vapor.
5. El título del vapor a la entrada del condensador.
6. El nivel del depósito de agua.

La presión del vapor se mide mediante un Sensor de Presión Piezoeléctrico (SPP). En estos sensores la presión actúa en la superficie de un diafragma que lo convierte en una fuerza proporcional, la cual actúa sobre un cristal generando una carga eléctrica en las superficies opuestas [30].

La temperatura tanto del aire como del vapor de agua se mide con un Termómetro de Resistencia, o Termorresistencia (TR), cuyo funcionamiento se basa en una bobina de hilo metálico en la que se ha medido su resistencia a una temperatura conocida de manera que la medida de la resistencia a otra temperatura se puede utilizar para saber esta temperatura [30].

La medida del caudal de vapor se obtiene mediante un Medidor de Caudal para Vapor Saturado (MCV), diseñado para medir la fuerza ejercida sobre un cono móvil por un caudal instantáneo. Esta fuerza se convierte en un caudal máscico con compensación de densidad y se transmite a través de una señal de salida de 4 – 20 mA y pulsos [31].

El título del vapor húmedo es el porcentaje de vapor que contiene una sustancia en su cambio de fase, para el caso del líquido saturado el título de vapor debería ser de valor la unidad.

El título del vapor se mide mediante un Calorímetro de Laminación (CL). Este calorímetro tiene un orificio para laminar la muestra de vapor en el interior de una cámara con salida a la atmósfera, donde se mide la temperatura de vapor laminado hasta la presión atmosférica. Esta temperatura del vapor laminado, junto con la presión inicial permiten calcular el tanto por ciento de humedad presente en la mezcla del vapor inicial [32].

Por último, para medir el nivel del depósito de agua se emplea un Desplazador con Tubo de Torsión (DTT), el cual consiste en un flotador cilíndrico, o desplazador, suspendido de un brazo

conectado al sistema de torsión y cuyo peso es superior al máximo empuje ascendente que puede recibir del líquido en el que se encuentra sumergido. El brazo de torsión está diseñado para rotar una cantidad específica por cada cambio en el empuje, siendo insensible a los cambios de presión en el recipiente. El otro extremo del brazo de torsión se encuentra unido al sistema de transmisión de señal o control [30].

En la siguiente figura se muestra un esquema del aerocondensador diseñado con los elementos de medida seleccionados en este apartado e identificados por las siglas aquí asignadas.

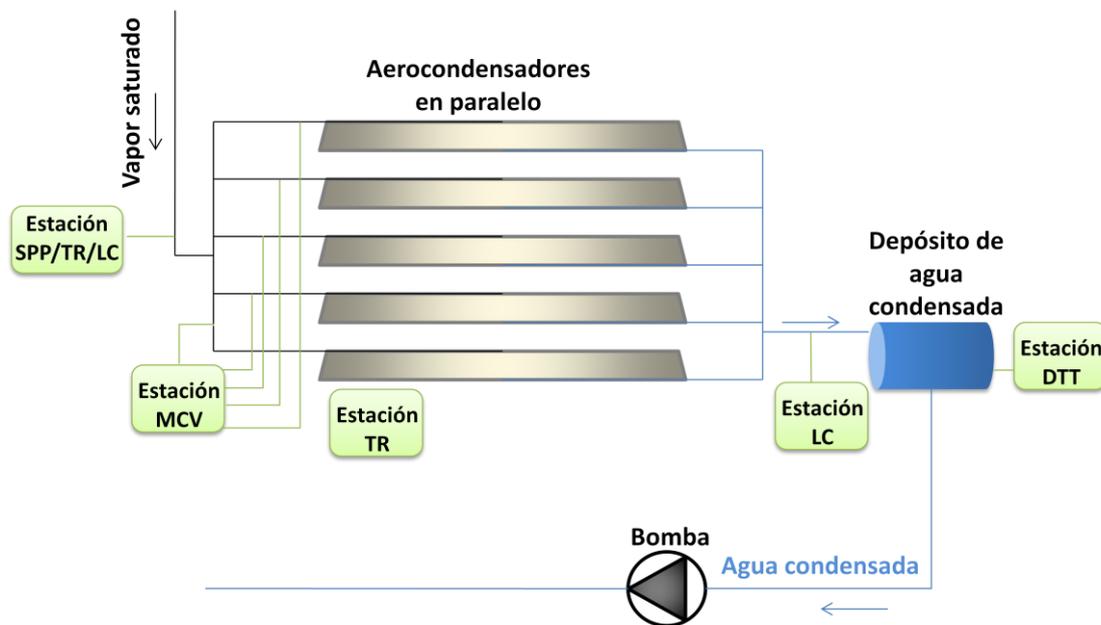


Figura 36: Esquema del aerocondensador y sus estaciones de medición.



Capítulo 4: **ANÁLISIS FUNCIONAL DE OPERABILIDAD HAZOP**

4.1. INTRODUCCIÓN

Un complemento necesario hoy en día al diseño de cualquier instalación industrial es la evaluación de los riesgos que el funcionamiento de dicha instalación puede generar. Entendiéndose por riesgo la probabilidad de que suceda un determinado peligro potencial, es decir, una situación física que puede provocar daños a la vida, a los equipo o al medio.

La previsión de estos peligros potenciales en la etapa de diseño permite poner los medios para reducir los riesgos en una instalación y por tanto, los accidentes derivados de estos riesgos. Además, la identificación de los accidentes potenciales en las primeras etapas de diseño mejora la eficacia de las medidas reductoras del riesgo, y al mismo tiempo disminuye los costes de su implementación.

Aunque sea difícil cuantificar el ahorro que supone la elaboración de un buen análisis de riesgos para una instalación, hacerlo seguramente evite grandes gastos derivados de posibles accidentes, por no hablar de vidas humanas o daños físicos.

En la realización de la evaluación de riesgos del aerocondensador diseñado en este proyecto se siguen las recomendaciones dadas en *“Análisis del riesgo en instalaciones industriales”* [25] y en *“Lee’s loss prevention in the process industries”* [26].

4.2. ELECCIÓN DEL MÉTODO DE ANÁLISIS

El primer requisito para una evaluación y una gestión correctas del riesgo es la identificación de los distintos accidentes que razonablemente pueden producirse en el aerocondensador.

Las técnicas de identificación de peligros, aparte de individualizar los accidentes mayores, contemplan la posibilidad de que se produzcan otros incidentes relacionados con el funcionamiento del proceso. Por ello estas técnicas procuran responder a las preguntas *¿qué puede funcionar mal?* y *¿por qué?*.

Existen gran cantidad de técnicas identificativas cuyos métodos de análisis se agrupan principalmente en Métodos Cualitativos y Métodos Semicuantitativos. Entre ellos cabe destacar los siguientes por ser los más utilizados:

- **Métodos cualitativos:** auditoría de seguridad, análisis histórico de accidentes, análisis preliminar de peligros (PHA), listados de control, ¿qué pasa si?, análisis de peligro y operabilidad (HAZOP) y análisis de modos de fallo y efectos (FMEA).
- **Métodos semicuantitativos:** índice Dow, índice Mond, índice SHI y MHI, árboles de fallos (FT) y árboles de sucesos (ET).

La elección de una u otra técnica se debe efectuar teniendo en cuenta la etapa de la vida del aerocondensador en la que se encuentra.

La siguiente figura muestra las técnicas de análisis que son utilizadas normalmente en las diferentes etapas de la vida de una instalación.

	Auditoría de seguridad	Análisis histórico de accidentes	Listas de control	Análisis preliminar de peligros	Qué pasa si ...?	HAZOP	FMEA	Árboles de fallos	Árboles de sucesos
Definición del proceso (I+D)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Experimentación planta piloto	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Proyecto básico	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Proyecto de detalle	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Ejecución de obra e inicio	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Operación normal	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Modificaciones	<input checked="" type="checkbox"/>								
Estudio de incidentes	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Abandono del proceso	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Poco utilizado
 Utilizado normalmente

Figura 37: Utilización de las técnicas identificativas del riesgo [25].

Debido a que el aerocondensador se encuentra en la etapa de proyecto de detalle se ha escogido el método de análisis de peligro y operabilidad, HAZOP. Además, el análisis HAZOP permite una visión más detallada del peligro intrínseco y de operación de la instalación, sin olvidar que también es el más reconocido y utilizado en la industria debido a que es el que presenta más variantes metodológicas en la práctica.

4.3. ANÁLISIS DE PRELIGRO Y OPERABILIDAD, HAZOP

El análisis de peligro y operabilidad (HAZOP), es un método que fue diseñado en Inglaterra en la década de los setenta por Imperial Chemical Industries (ICI) para aplicarlo al diseño de plantas de fabricación de pesticidas.

La definición que el Imperial Chemical Industries dio al análisis HAZOP fue:

“La aplicación de un examen crítico, formal y sistemático a un proceso o proyecto de ingeniería de nueva instalación, para evaluar el riesgo potencial de la operación o funcionamiento incorrecto de los componentes individuales de los equipos, y los consiguientes efectos sobre la instalación como conjunto.”

Esta técnica deductiva identifica, evalúa cualitativamente y prevé los riesgos potenciales y los problemas de operación derivados del funcionamiento incorrecto de un sistema técnico. Para ello se fundamenta en el hecho de que las desviaciones de las condiciones normales de operación y diseño suelen conducir a un fallo en el sistema.

La identificación de estas desviaciones se realiza mediante una rigurosa y sistemática metodología, siguiendo estos pasos:

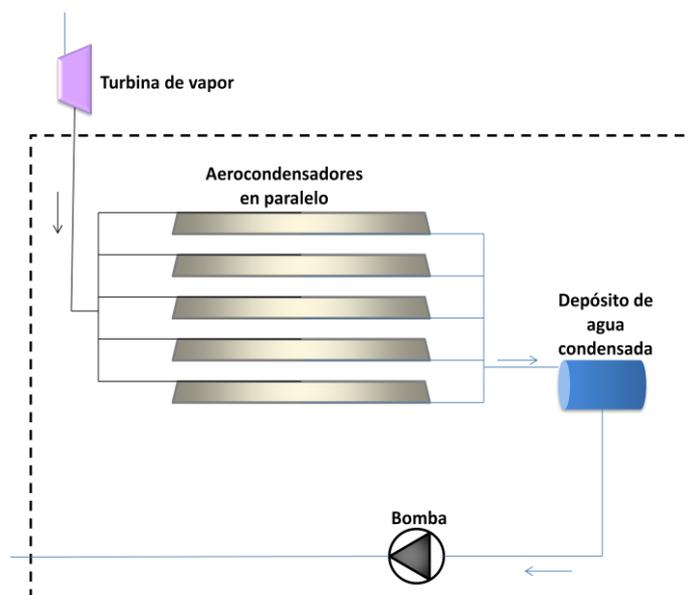
- Definición del objetivo y alcance del estudio determinando los límites físicos de la instalación.
- Identificación de la relación entre las sustancias involucradas y las condiciones de proceso mediante una matriz de interacción.
- Aplicación del análisis propiamente dicho mediante la utilización de palabras guía, tal y como se explicará más adelante.

4.3.1. OBJETIVO Y ALCANCE

El objetivo de este análisis es determinar los peligros potenciales que puedan surgir a partir de desviaciones en las condiciones de operación del aerocondensador, determinar sus posibles causas y proponer las correcciones pertinentes.

El alcance de este análisis se limita a la instalación que comprende al propio aerocondensador, el depósito al que llega el agua condensada y la bomba encargada de hacer circular el fluido.

En la siguiente figura el área recuadrada delimita la parte de la instalación de la que se efectúa el análisis de riesgo y operabilidad.


Figura 38: Esquema de la parte seleccionada de la instalación a estudiar.

4.3.2. MATRIZ DE INTERACCIÓN

Las matrices de interacción son una herramienta con la cual se identifican las relaciones entre las sustancias involucradas en el proceso y las condiciones de operación, normales y anómalas, con el fin de evitar desatender aspectos que puedan ser relevantes en el posterior análisis de riesgos.

	Aire	Vapor/Agua	Comentarios
Aire		-	
Vapor/Agua	-		
Temperatura de trabajo	-	-	
Exceso de temperatura	-	X	Degradación del material
Presión de trabajo	-	-	
Exceso de presión	-	X	Riesgo de fugas y rotura repentina de tubos o juntas

Tabla 19: Matriz de interacción [25].

Se ha identificado los riesgos:

- Un exceso de temperatura en el interior del aerocondensador puede suponer el deterioro de los materiales que lo integran por no estar diseñados para soportar temperaturas excesivamente altas.

- Un exceso de presión en los conductos puede provocar fugas y la rotura repentina de los materiales.

4.3.3. ANÁLISIS HAZOP

Una vez delimitado el alcance del estudio, se aplican de forma secuencial y repetitiva las palabras guía (no, más, menos, otro, inversa, etc.) a cada una de las condiciones de operación del proceso, las sustancias y las variables que intervienen.

En la siguiente tabla se resumen algunas de las palabras guía más utilizadas junto con los parámetros de proceso a estudiar en esta instalación:

Palabra guía	Significado	Parámetros de proceso
NO	Negación de la intención del diseño	Temperatura Presión Nivel Caudal Título de vapor Composición
MENOS	Disminución cuantitativa	
MÁS	Aumento cuantitativo	
OTRO	Sustitución parcial o total	
INVERSA	Función opuesta a la intención de diseño	

Tabla 20: Resumen de palabras guía y variables de proceso [25].

Operando de esta manera se generan las desviaciones significativas de las condiciones normales de operación y se realiza un repaso exhaustivo de los posibles funcionamientos anómalos.

El estudio de las desviaciones conduce a la identificación de sus posibles causas y consecuencias y, por lo tanto, del riesgo potencial y de los problemas derivados de un funcionamiento incorrecto. Paralelamente, se buscan los medios protectores del sistema.

Toda la información del análisis es documentada ordenadamente en forma de tabla.

La metodología propuesta en los análisis HAZOP aplica las palabras guía a todas las líneas de flujo de todos los equipos principales que componen la instalación, siguiendo la secuencia que se muestra en la figura 39.

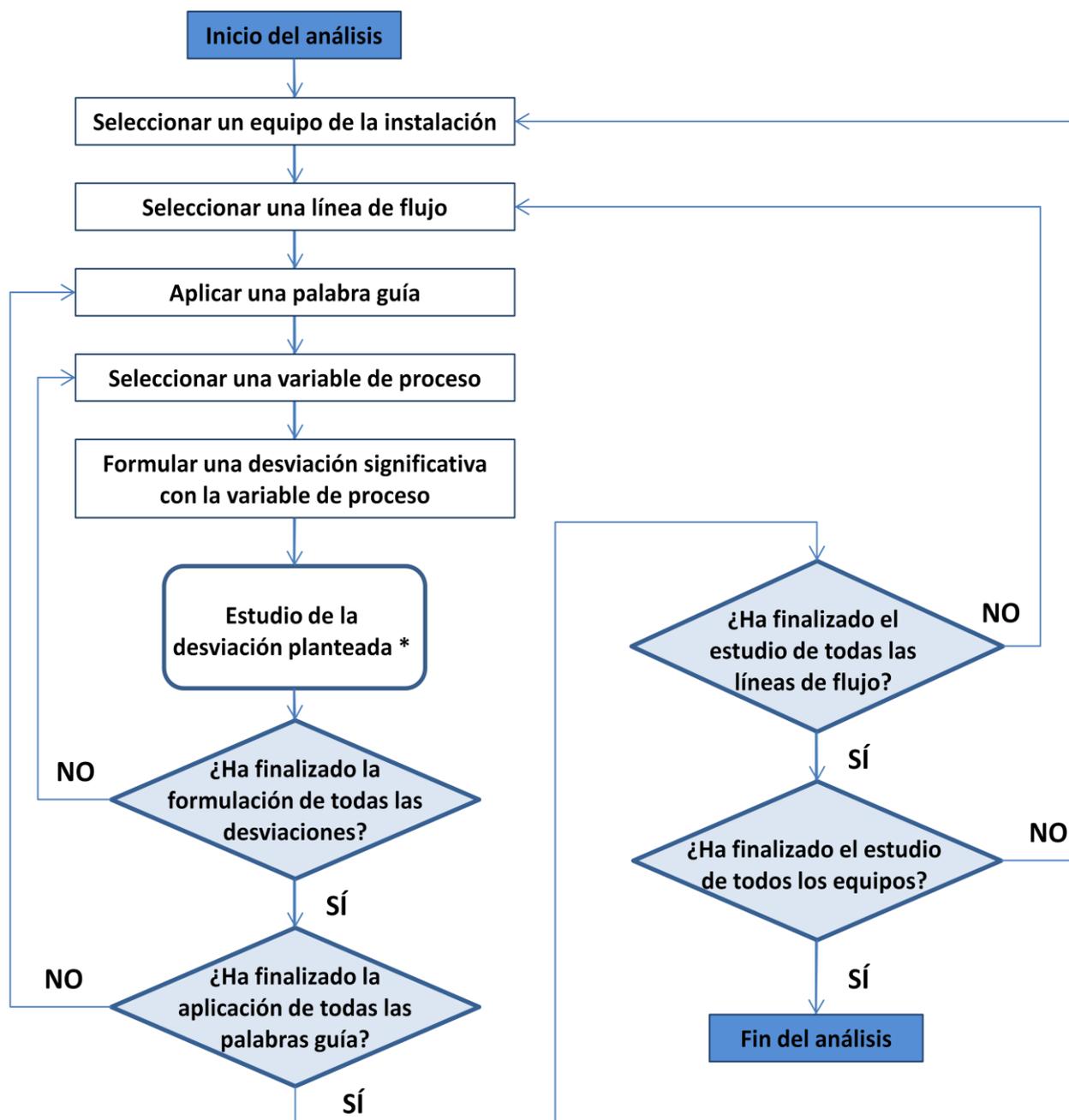


Figura 39: Diagrama lógico de ejecución del análisis HAZOP [25].

El estudio de la desviación (*), atiende a:

- Identificación de las posibles causas.
- Identificación de las consecuencias posibles.
- Identificación de las medidas de protección.
- Propuesta de las medidas correctoras necesarias.

Teniendo en cuenta todo lo descrito, la siguiente tabla muestra el resultado del análisis HAZOP realizado sobre el aerocondensador:

Palabra guía	Variable	Desviación	Causas posibles	Consecuencias posibles	Medidas correctoras
No	Caudal	Falta de caudal de vapor a la entrada del aerocondensador	<p>1. Falta de caudal de vapor por problemas externos a la instalación.</p> <p>2. Rotura de alguna junta en los conductos.</p>	<p>Posibilidad de quemar la bomba que trabajaría en vacío.</p> <p>Igual que para 1 y posibilidad de que los tubos de entrada al condensador queden obstruidos con agua condensada repentinamente debido al aumento de presión.</p>	<p>Instalar una alarma con actuador para bajo caudal de vapor que bloqué la bomba y pare los ventiladores.</p>
No	Caudal	Falta de caudal de aire.	<p>3. Avería en los ventiladores.</p> <p>4. Obstrucción de la entrada de aire a los ventiladores por otras causas externas a la instalación.</p>	<p>Aparición de vapor no condensado a la salida del condensador. Posibilidad de quemar la bomba por trabajar en vacío.</p> <p>Igual que para 3 y posible avería de los ventiladores según sea la obstrucción.</p>	<p>Instalar un sistema de alarma con actuador para bajo caudal de aire que bloqué la bomba y pare los ventiladores y cierre el paso de vapor al condensador.</p>
No	Nivel	Falta de nivel en el depósito de agua.	<p>5. Condensación insuficiente.</p> <p>6. Una fuga en el depósito de agua.</p>	<p>Posibilidad de quemar la bomba.</p> <p>Igual que para 5.</p>	<p>Instalar un actuador que ante una falta de nivel del depósito bloqué la bomba.</p>

Palabra guía	Variable	Desviación	Causas posibles	Consecuencias posibles	Medidas correctoras
Parte de	Título de vapor	Vapor parcialmente condensador a la entrada del condensador.	7. Vapor parcialmente condensador por problemas externos a la instalación. 8. Filtraciones en la instalación.	Problemas en la circulación del fluido. Igual que para 7, aumento de la presión y filtraciones de aire.	Instalar una alarma que al saltar por bajo título de vapor pare la instalación, cierre la válvula en entrada del vapor y de aviso.
Parte de	Título de vapor	Agua no condensada totalmente a la salida del condensador.	9. Al condensador llega un exceso de vapor por causas externas a la instalación. 10. Fallo en los ventiladores.	Aumento de la presión en la instalación. Posibilidad de que fluya vapor por el resto de la instalación. Igual que para 9.	Instalación de válvulas antirretorno a la salida de cada módulo de condensación. Control del título de vapor en el depósito de agua.
Más	Temperatura	Aumento de la temperatura de trabajo del vapor de agua.	11. Aumento de la temperatura del vapor por causas externas a la instalación.	Degradación de los materiales. Aumento de la presión. Incapacidad de condensar el vapor por parte de la instalación.	Instalar una válvula a la entrada del condensador que cierre el flujo de vapor al superar cierta temperatura.
Más	Temperatura	Aumento de la temperatura del aire por encima del valor admitido por la instalación.		Mezcla de vapor/líquido a la salida del condensador.	Aumentar la potencia de los ventiladores a su máxima potencia y cerrar parcialmente la válvula de entrada de vapor al condensador.

Palabra guía	Variable	Desviación	Causas posibles	Consecuencias posibles	Medidas correctoras
Más	Presión	Aumento de la presión de trabajo del condensador.	<p>12. Aumento de la presión por causas externas a la instalación.</p> <p>13. Filtraciones de aire que aumenten la presión.</p>	<p>Condensación descontrolada del vapor de agua. Posibilidad de rotura de juntas.</p> <p>Condensación descontrolada del vapor de agua. Posibilidad de quemar la bomba por la presencia de aire.</p>	<p>Instalar un actuador con alarma que cierre la válvula de entrada al condensador ante altas presiones.</p> <p>Instalar una válvula de escape que salte cuando la presión supere el valor máximo permitido por los materiales.</p>
Más	Nivel	Aumento cuantitativo del nivel de agua del depósito.	<p>14. Aumento del flujo de vapor a condensar por causas externas a la instalación.</p> <p>15. Avería de la bomba.</p>	<p>Desbordamiento del depósito de agua.</p> <p>Igual que en 14.</p>	La misma que en 11.
Más	Caudal	Aumento cuantitativo del caudal de vapor de agua.	16. Aumento del caudal de vapor de agua por causas externas a la instalación.	<p>Incapacidad del condensador de condensar todo el caudal.</p> <p>Exceso de caudal de agua condensada.</p> <p>Aumento de la presión.</p>	La misma que en 11.
Menos	Temperatura	Disminución cuantitativa de la temperatura del vapor de agua.	<p>17. Filtraciones de aire.</p> <p>18. Disminución de la temperatura por causas ajenas a la instalación .</p>	<p>Condensación descontrolada del vapor de agua.</p> <p>Igual que en 17.</p>	La misma que en 11.

Palabra guía	Variable	Desviación	Causas posibles	Consecuencias posibles	Medidas correctoras
Menos	Presión	Disminución cuantitativa de la presión del vapor de agua.	19. Disminución de la presión por causas ajenas a la instalación.	Al condensador le cueste condensar el vapor. Posibilidad de que la bomba no tenga suficiente potencia.	Instalar una alarma que mande aviso del fallo. Si la disminución de presión es muy grande tomar la misma medida que en 11.
Menos	Nivel	Disminución cuantitativa del nivel de agua del depósito.	20. Disminución del caudal de vapor a condensar. 21. Avería de los ventiladores y por ello incapacidad para condensar.	Posibilidad de quemar la bomba por insuficiente caudal de agua. Igual que en 20.	Instalación de válvulas de entrada para cada módulo de condensación que se vayan cerrando según disminuya el caudal. Lo mismo que 5.
Menos	Caudal	Disminución cuantitativa del caudal de vapor de agua.	22. Disminución del caudal de vapor por causas externas a la instalación.	Igual que en 20.	Mismas medidas que en 20.
Menos	Caudal	Disminución cuantitativa del caudal de aire.	23. Avería de ventiladores. 24. Obstrucción de la entrada de aire a los ventiladores por causas externas a la instalación.	Incapacidad de condensar todo el vapor y aparición de mezcla vapor/agua a la salida del condensador. Igual que en 23 y además posibilidad de avería de los ventiladores dependiendo de la causa de la obstrucción.	Instalar un sistema de alarma con actuador para bajo caudal de aire que bloqué la bomba y pare los ventiladores y cierre el paso de vapor al condensador.

Palabra guía	Variable	Desviación	Causas posibles	Consecuencias posibles	Medidas correctoras
Inversa	Caudal	Creación de un flujo inverso en el caudal de vapor de agua por el condensador.	<p>25. Exceso de caudal de vapor en el condensador que hace que a su salida haya vapor.</p> <p>26. Fallo en la instalación que impide la condensación, por lo que aparece vapor a la salida del condensador.</p>	<p>Aumento de la presión y la temperatura en el interior del condensador. Flujo de caudal en sentido contrario que puede colapsar la instalación.</p> <p>Igual que para 25.</p>	Instalación de válvulas antirretorno a la salida de cada módulo de condensación.
Otro	Composición	Modificación en la composición del agua de condensación.	<p>27. Cambio en los parámetros de la composición del agua.</p> <p>28. Exceso de suciedad en el agua.</p>	<p>Empeoramiento de la transferencia de calor.</p> <p>Como en 27 y empeoramiento de la circulación del fluido.</p>	Controlar la composición del agua a la entrada del condensador.

Tabla 21: Análisis HAZOP del aerocondensador.

Según las recomendaciones resultantes del análisis HAZOP, se deben añadir los siguientes elementos y sistemas a la instalación:

- Una estación de control de composición (CS) que controle la composición del vapor de entrada del condensador.
- Válvulas antirretorno a la salida de cada módulo de condensación que eviten el flujo inverso de vapor en el condensador.
- Un sistema de venteo a la entrada del condensador que abra una válvula que deje salir el vapor si la presión supera su máximo valor permitido.
- Instalación de una alarma con actuador que ante bajos caudales de aire, título de vapor por debajo del nivel permitido a la entrada del condensador, temperatura del vapor por encima de su nivel permitido y/o una desviación de la presión mayor de la

máxima aceptada, cierre una válvula instalada en la entrada del condensador cerrando el flujo de vapor y pare los ventiladores.

- Instalar un alarma con actuador que al detectar una disminución del caudal de vapor vaya cerrando las válvulas que dan paso a los módulos de condensación a la vez que para los ventiladores correspondientes a cada módulo.
- Instalar una alarma con actuador que al bajar el nivel del depósito de agua por debajo del nivel permitido bloqué la bomba.

Hay que tener en cuenta que la utilización de válvulas antirretorno supone una disminución de la presión en la instalación, sin embargo debido a que no se tienen suficientes datos respecto a esta caída de presión no se han tenido en cuenta en los cálculos del diseño.

Añadidos todos estos sistemas tras el análisis HAZOP, el esquema final de control del aerocondensador queda como se muestra en la siguiente figura:

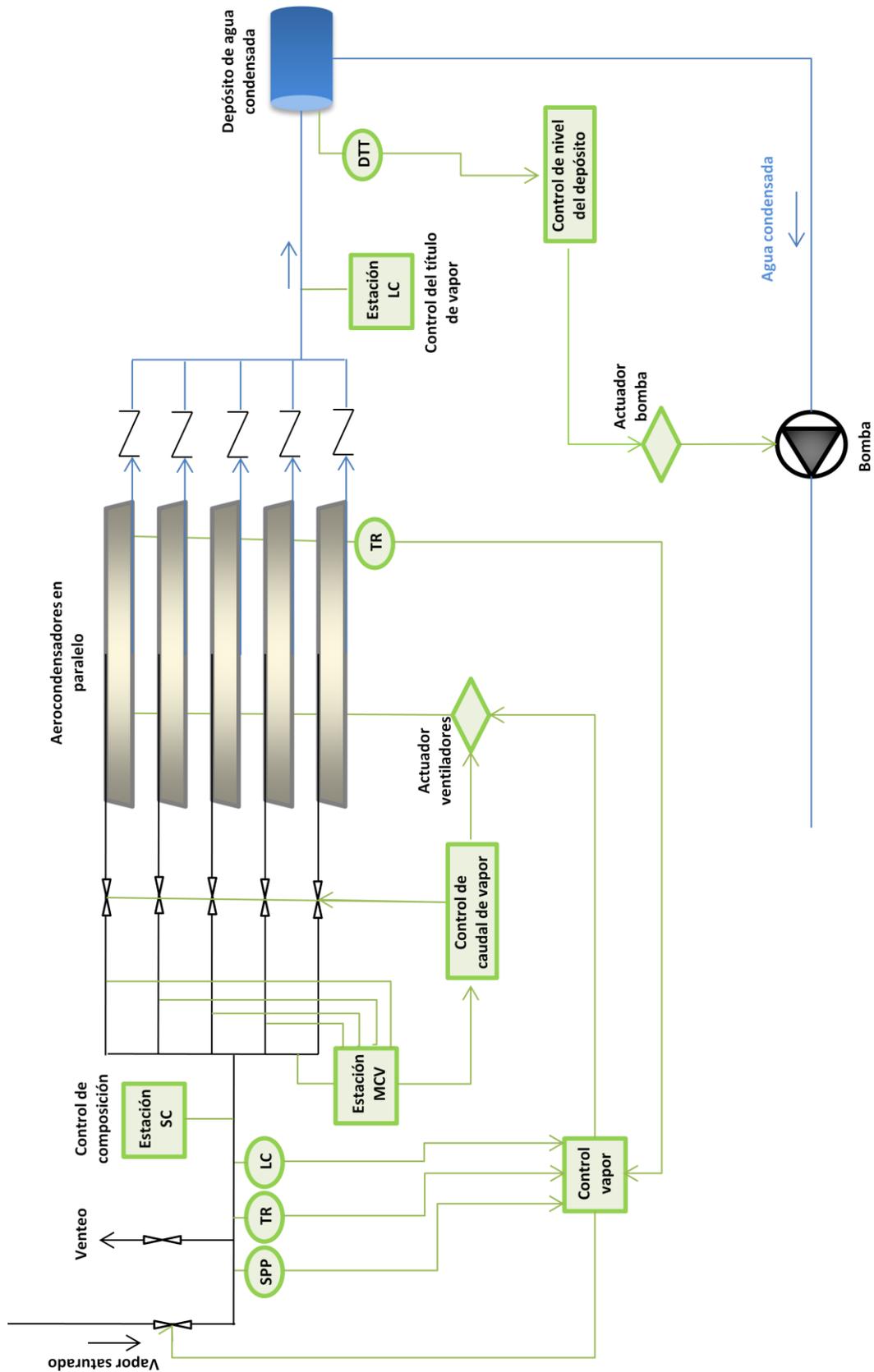


Figura 40: Esquema final de control del aerocondensador.



Capítulo 5: **PROBLEMÁTICA DEL AGUA E IMPACTO AMBIENTAL**

5.1. OBJETIVOS Y ALCANCE

El objetivo de este capítulo es presentar las instalaciones convencionales necesarias para condensar el vapor procedente de la turbina en las centrales solares termoeléctricas, para destacar la importancia que supone, en regiones con escasez de agua, el uso de Aerocondensadores.

En este capítulo, se evalúa la problemática del agua y el impacto ambiental de las instalaciones más convencionales de condensación en las centrales solares térmicas, las cuales están integradas por el condensador húmedo, la torre de refrigeración y las unidades de tratamiento de agua y, en algunos casos, también por unidades desaladoras de agua de mar.

De esta forma se ilustra la alternativa escogida en este proyecto, donde se sustituye a los condensadores húmedos con torre de refrigeración por aerocondensadores, los cuales no necesitan hacer uso de ninguna fuente hídrica o acuífero para llevar a cabo su función de condensación.

5.2. INTRODUCCIÓN

El agua en España es un bien escaso y estamos obligados a utilizarlo racionalmente. La mayor parte del agua consumida, según el Instituto Nacional de Estadística [37], se dedica a la agricultura de regadío, 75 %, para regar unas 3 500 000 Ha de cultivos. El resto, un 25 %, se divide entre el consumo en los hogares, 12 %, y el consumo de agua en la industria, que asciende a un 13 % del agua total consumida.

El agua no existe en estado puro en la naturaleza, dada su facilidad para disolver una gran cantidad de sustancias químicas. Además, como consecuencia de la actividad humana, recibe vertidos que contienen sustancias minerales y orgánicas que alteran su calidad y pueden comprometer sus usos posteriores.

Principalmente como consecuencia de la actividad humana e industrial, la calidad del agua puede verse alterada pudiendo causar importantes impactos ambientales. Por ello, las distintas legislaciones aplicables en el territorio español han establecido, en función de los usos a que se vaya a destinar, valores límite para los parámetros de calidad que no deben rebasarse. Estas exigencias de calidad hacen que, en la mayoría de las ocasiones, sea necesario emplear un tratamiento de aguas más o menos sofisticado.

La gran excepción a esta regla es el riego, para el que se utiliza agua sin tratar y que constituye en España el principal consumidor de agua. Esta es una de las razones por las que en zonas agrícolas se debe cuidar especialmente la calidad del agua de los acuíferos.

Actualmente, la protección del medio ambiente es uno de los componentes básicos del diseño de los nuevos procesos industriales que deben asegurar la sostenibilidad del sector con un comportamiento ambiental cada vez más exigente.

5.3. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN CONVENCIONAL

En la actualidad, prácticamente la totalidad de las centrales solares termoeléctricas utilizan para la condensación del vapor procedente de la turbina condensadores húmedos.

Estos condensadores requieren de la disponibilidad de un acuífero del que obtener un gran caudal de agua para utilizarlo como fluido refrigerante, caudal que ve incrementada su temperatura significativamente a la salida del condensador.

Debido a este incremento de temperatura, el agua no puede ser descargada directamente a su acuífero originario ya que este aumento afectaría negativamente a crustáceos, peces, plantas y otros organismos del entorno.

Por ello, hoy día los condensadores húmedos de este tipo de plantas llevan asociado una torre de enfriamiento por la que circula el agua proveniente del condensador, la cual es enfriada gracias a la evaporación de una parte importante del caudal total, antes de ser vertida a su acuífero original.

Como el ciclo de condensación es abierto, es necesario un continuo proceso de tratamiento y reabastecimiento de agua.

Hay varios tipos de procesos de tratamiento de agua, dependiendo de la central y de las características de la zona y del acuífero del que se obtenga el agua.

En general, la configuración de este tipo de instalaciones es como la que se muestra en el siguiente esquema:

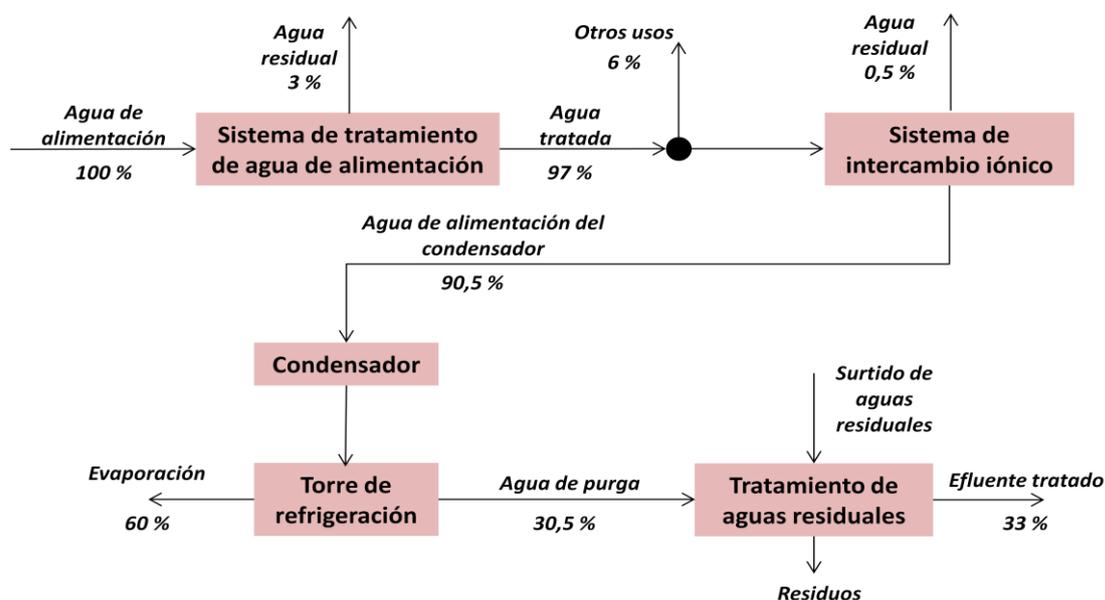


Figura 41: Diagrama de flujo del agua por una instalación de condensación con tratamiento de agua [38].

En el diagrama anterior se puede ver la proporción de agua, respecto a la cantidad de agua de alimentación inicial, que va llegando a cada uno de los bloques de la instalación.

Normalmente la tasa de evaporación de agua en la torre de refrigeración va del 5 % al 60 %, dependiendo del tipo de instalación y las condiciones del aire. En este caso, debido a que la planta solar térmica Palma del Río II se encuentra en una zona caracterizada por un ambiente caluroso y seco, con una humedad relativa del aire muy baja se ha considerado una tasa de evaporación bastante alta, en torno al 60%, como es el caso de la planta Agios Dimitrios situada en Grecia, en cuyo circuito condensador se pierde por evaporación un 63% del agua total captada [38]. Por ello, regresa al acuífero después de todo el proceso, apenas un tercio del agua requerida inicialmente.

Para efectuar un análisis más detallado se han seleccionado dos de los sistemas más completos utilizados en el tratamiento de agua de condensadores con torre de refrigeración. El primero, figura 42, corresponde a un sistema algo más antiguo en el que no se han implantado las últimas tecnologías, pero que es aún muy común, ya que estas unidades de tratamiento tienen una vida útil de unos 20 años, durante los cuales, los cambios efectuados en sus componentes principales son mínimos y no se suelen hacer a menos que lo obligue la ley vigente.

El segundo sistema, figura 43, es uno de los más completos y eficientes hoy en día e integra los últimos avances en sistema de membrana, los cuales serán explicados más adelante.

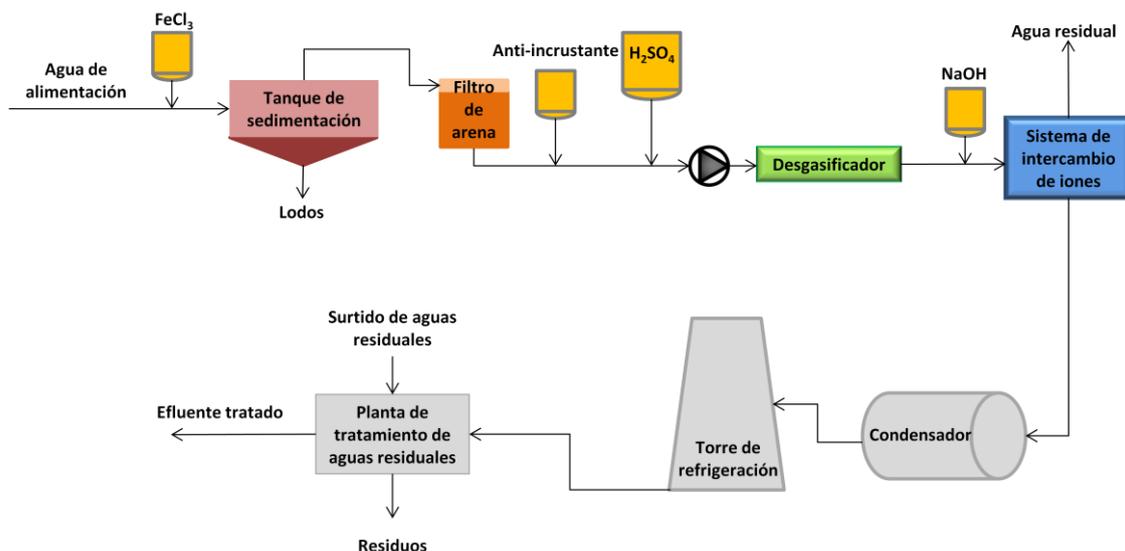


Figura 42: Sistema convencional de tratamiento de aguas para condensador con torre de refrigeración [38].

En la figura 42 se muestran las unidades utilizadas en los tratamientos de agua convencionales en este tipo de instalaciones.

En primer lugar, se instala una unidad de sedimentación compuesta por un dosificador de Cloruro Férrico, FeCl_3 , y un tanque de sedimentación. La sedimentación es un proceso fundamental en el tratamiento de aguas ya que elimina los sólidos en suspensión que pueden dañar la instalación.

Para que la sedimentación de los sólidos se consiga con mayor rapidez se utiliza un dosificador de una sustancia coagulante que produce una masa gelatinosa que atrapa y une a las pequeñas partículas de limo, materia orgánica e incluso bacterias. En este caso se ha puesto como ejemplo el Cloruro Férrico, pero también son muy utilizados como coagulantes el Sulfato de Aluminio, $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$, el Aluminato de Sodio, $\text{Na}_2\text{Al}_2\text{O}_4$, y el Sulfato Ferroso, FeSO_4 .

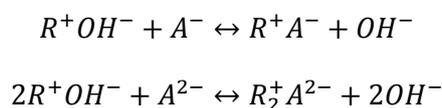
A continuación, el filtro de arena limpia el agua del resto de sólidos que pueda contener, pasando a inyectarse con dosificadores adecuadamente calibrados, sustancias anti-incrustantes y Ácido Sulfúrico, H_2SO_4 , en pequeñas cantidades para controlar el pH del agua, que debe mantenerse en un rango entre 6 y 8.5 [40].

Tras esto, el agua entra en el desgasificador, el cual consiste en una torre de relleno en la que se ha hecho el vacío y en la que se inyecta el agua en forma de espray, de modo que los gases son forzados a salir. Los gases más usuales que pueden encontrarse disueltos en el agua son el nitrógeno, N_2 , oxígeno, O_2 , dióxido de carbono, CO_2 , metano, CH_4 , y el sulfuro de hidrógeno, H_2S .

Por último, antes del condensador, se tiene el intercambiador de iones. Este sistema es ampliamente utilizado para la desmineralización del agua. Para ello se hace uso de una resina

de intercambio de iones con forma de collar. Estas resinas pueden ser aniónicas o catódicas dependiendo de si están cargadas positiva o negativamente respectivamente.

En este caso, se suelen utilizar las resinas anionicas y su funcionamiento se rige por la siguiente fórmula:

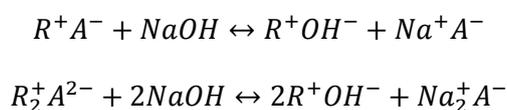


Donde:

- R es la matriz de resina cargada de iones.
- A son aniones como: HCO_3^- , Cl^- o SO_4^{2-} .

El flujo de agua pasa por la resina cargada positivamente, de manera que los aniones del agua quedan adheridos a la resina sustituyendo a OH^- , que se unen a la corriente de agua formando moléculas de agua pura.

La desventaja de la utilización de estas resinas es que cuando ya han intercambiado todos los iones quedan "exhaustas" y deben pasar por un proceso de regeneración para volver a funcionar. Esta regeneración se basa en la misma fórmula pero en sentido inverso, es decir, se hace pasar una disolución de NaOH a través de la resina de forma que libere los iones retenidos y vuelva a cargarse OH^- , tal y como rige esta fórmula:



Existen intercambiadores de iones especialmente diseñados para la desalinización del agua de mar, para los casos en los que proceda.

Por último, debido a la continua evaporación de una importante proporción del agua que llega a la torre de refrigeración, la concentración de sales disueltas en el agua que queda se ve muy incrementada. Este aumento de la concentración de sales es un problema ya que si se acerca demasiado a su límite de solubilidad pueden formarse incrustaciones que obstruyan los conductos.

Aunque algunos productos químicos puedan inhibir la formación de incrustaciones, una porción de esta agua, llamada agua de purga, debe ser eliminada. Sin embargo, antes de eliminarla, se debe tener en consideración que esta agua de purga además de tener unos altos niveles de concentración de sales contiene residuos de cloro debido a la cloración llevada a cabo para el control de microorganismos en la instalación. Por ello, dependiendo de los límites establecidos según la normativa de la comunidad autónoma a la que pertenezca la instalación, esta agua de purga podrá ser vertida de nuevo al acuífero o deberá ser tratada como agua residual.

Aunque este esquema de tratamiento es muy completo, las nuevas instalaciones de tratamiento de agua incorporan algunas unidades nuevas como se ve a continuación:

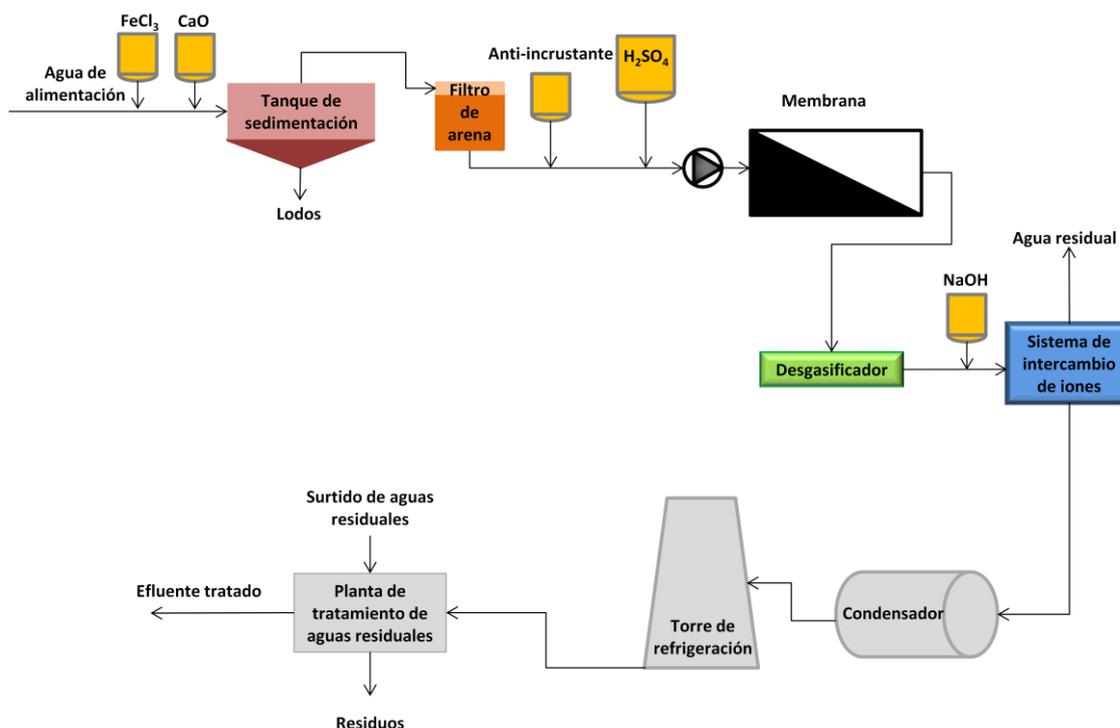


Figura 43: Sistema moderno de tratamiento de aguas para condensador con torre de refrigeración [38].

Las principales diferencias entre este esquema y el anterior son el nuevo dosificador de CaO y el sistema de membrana.

El dosificador de CaO se utiliza para controlar la dureza del agua, causada por la presencia de iones metálicos divalentes, principalmente Ca^{+2} y Mg^{+2} . La dureza del agua es consecuencia de del contacto con los suelos y rocas en presencia de CO_2 . Las concentraciones de dureza, tanto carbónica como no carbónica se expresan como CaCO_3 .

El agua dura es aceptable para consumo humano, pero no para uso industrial en razón de los problemas de incrustaciones que acarrea, especialmente si se hace uso de aguas subterráneas, caracterizadas por su alta dureza. Como ejemplo la siguiente figura muestra las consecuencias de la utilización de agua dura en instalaciones industriales.



Figura 44: Incrustaciones de carbonato cálcico en una tubería de acero [39].

Para ablandar el agua se utiliza cal, CaO , que al agregarse al agua se hidrata a Ca(OH)_2 , el cual elimina la dureza carbónica convirtiendo al CaHCO_3 soluble en CaCO_3 insoluble, que será eliminado en el tanque de sedimentación [40].

Para terminar, la membrana semipermeable elimina las sales disueltas, materia orgánica, bacterias y virus. Además realiza la osmosis inversa para reducir la dureza del agua y se puede utilizar para la desalinización del agua. Por todo ello su uso se está extendiendo en los procesos de tratamiento de aguas, además de que su utilización ayuda a reducir la cantidad de productos químicos necesarios en las otras unidades de tratamiento [38].

Las nuevas instalaciones de tratamiento han conseguido reducir las necesidades de agua hasta en un 21 % en el mejor de los casos, disminuir en un 5 % el consumo de electricidad y en un 6% los costes de mantenimiento anuales, además de reducir sustancialmente el uso de productos químicos ofensivos para el medio ambiente.

Todos estos tratamientos proporcionan una calidad del agua adecuada a los requisitos de la instalación. Sin embargo también generan una serie de residuos y lodos que deberán ser tratados según la ley vigente y tenidos en cuenta tanto en la operativa como en el mantenimiento de la central como un gasto económico y medioambiental.

5.4. RESUMEN DE ALTERNATIVAS Y JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

De acuerdo a lo estudiado en este proyecto, la alternativa propuesta a los condensadores húmedos con torre de refrigeración y las consecuencias que su uso conlleva, es el uso de aerocondensadores para el ciclo de vapor de las centrales solares térmicas.

La gran ventaja que tienen los aerocondensadores frente a la alternativa más convencional es que no necesitan agua para funcionar, de manera que permiten la ubicación de centrales en emplazamientos ideales climatológicamente sin tener que buscar acuíferos con un caudal importante durante todo el año.

Según se ha visto, es cierto que los tratamientos de agua para los condensadores con torre están evolucionando y que sus procesos intentan ser cada vez más respetuosos con el medio ambiente, sin embargo aún están lejos de conseguir un impacto cero en los acuíferos y zonas donde son instalados.

En primer lugar, los tratamientos de aguas conllevan una serie de residuos provenientes de los productos químicos empleados, además de que el proceso de sedimentación produce lodos que deben ser tratados de forma especial, ya sea en la propia central o transportados a una planta de tratamiento especializada.

Las aguas residuales, especialmente las provenientes de la torre, presentan una concentración tan alta de sales que sería peligroso verterlas de nuevo al acuífero del que proviene el agua, ya que podría alterar su composición y densidad afectando al ecosistema de la zona.

En cuanto al ahorro de agua que supone el uso de aerocondensadores se acude a los cálculos realizados en el apartado 3.7.2. *CONSUMOS DE UN CONDENSADOR CON TORRE DE REFRIGERACIÓN*. En este apartado se calculó el gasto de agua necesario para el condensador implantado en la central Palma del Río II, obteniéndose $4\,416\text{ m}^3/\text{h}$. Según lo visto en el apartado anterior, solo una 33 % del agua captada para el condensador es devuelta al acuífero, ya que el resto se pierde en la evaporación de la torre, las aguas residuales y los lodos generados durante el tratamiento. Esto supone la pérdida de $2\,959\text{ m}^3/\text{h}$ de agua no recuperable para el acuífero, lo que equivale a $25\,920\,840\text{ m}^3$ de agua al año, cantidad más que suficiente para abastecer a un pequeño núcleo urbano.

Otro riesgo de las instalaciones convencionales, que los aerocondensadores no tienen, son los focos de legionela. Ya que según la norma UNE 100-030-94 "*Guía para la prevención de la legionela en instalaciones*", las torres de refrigeración son un potencial foco de contaminación de esta enfermedad, debido a que operan en el rango de temperaturas en los que se desarrolla este microorganismo, que es entre 20 y 45 °C, además de que las torres llevan a cabo una transferencia de masas de agua en corrientes de aire, medio ideal para la multiplicación de las bacterias.

Por otro lado se plantean dos inconvenientes a la utilización de aerocondensadores. Uno, ya se comentó en apartados anteriores y es el consumo de electricidad que necesita para hacer funcional los ventiladores, y que supera ampliamente al que necesita el condensador con torre de refrigeración, siendo la diferencia de consumos de algo más de 10 MW.

La otra desventaja es el ruido generado por los ventiladores, que provoca un impacto acústico en la zona en la que se encuentre. Sin embargo hay que tener en cuenta que este tipo de centrales suelen estar alejadas de cualquier tipo de núcleo urbano por lo que es poco probable



que pueda resultar un problema para los habitantes de la región. Otra cuestión es proteger a los operarios y trabajadores que puedan verse afectados en su horario laboral.



Capítulo 6: **ESTUDIO ECONÓMICO**

6.1. OBJETIVOS Y ALCANCE

En este capítulo se analizan los costes del sistema de control de un aerocondensador y se realiza una comparativa de los costes anuales del aerocondensador con respecto al sistema más convencional de condensador húmedo con torre de enfriamiento, para evaluar la rentabilidad de la alternativa propuesta en este proyecto.

Respecto al sistema de control se tiene en cuenta los costes de la instrumentación así como los gastos de la ingeniería de control. El sistema de enclavamiento y seguridad no ha sido incluido por no disponer de referencias suficientes.

En la comparativa económica de los gastos anuales que tiene un condensador convencional con torre de refrigeración respecto a un aerocondensador, se analiza el consumo eléctrico, el mantenimiento y el coste del sistema de tratamiento de agua del condensador húmedo con torre, por ser los elementos de mayor peso en el gasto anual de este tipo de instalaciones para centrales solares térmicas.

6.2. PRESUPUESTO

En este apartado se presupuestan el coste del sistema de control implantado y la ingeniería de control necesaria para llevar a cabo este proyecto, teniendo en cuenta no solo los gastos sino también un porcentaje de un 10 % de beneficio.

6.2.1. SISTEMA DE CONTROL

A continuación, se muestra en la tabla 22 una relación de los sistemas de control e instrumentación escogidos a raíz del análisis HAZOP y del estudio realizado en el apartado 3.8 *INSTRUMENTACIÓN* del *CAPÍTULO 3: DISEÑO*, junto con la marca comercial de cada elemento y su coste.

	Firma Comercial	Cantidad	Precio unitario (€)	Precio Total (€)
Sensor de presión piezoeléctrico (SPP)	Rexroth	1	420	420
Termómetro de resistencia (TR)	Honeywell	2	200	400
Medidor de caudal de vapor saturado (MCV)	Honeywell	5	430	2150
Calorímetro de laminación (CL)	Mettler	2	822	1644
Desplazador con tubo de torsión (DTT)	Fisher	1	830	830
Control de composición	Micro motion	1	1000	1000
Valvulas antirretorno	Fisher	5	700	3500
Válvula de sello de caudal de vapor	Fisher	1	4500	4500
Válvula de proceso	Fisher	6	620	3720
			TOTAL	18 164

Tabla 22: Coste de los elementos de control del aerocondensador.

Como se puede ver en la tabla 22, el coste total de todos los elementos del sistema de control asciende a 18 164 €.

6.2.2. DISEÑO E INGENIERÍA

En este apartado se consideran los costes de la ingeniería que ha llevado a cabo el diseño de control del aerocondensador.

Los gastos de personal incluyen las horas de trabajo del jefe de proyecto y al menos otro ingeniero más. Estimando que el diseño ha requerido un tiempo de dos meses para estas dos personas trabajando unas 8 horas al día, se tiene en total 352 horas de trabajo.

Si cada hora de trabajo se paga a unos 50 €, el coste total del personal de ingeniería asciende a 17 600 €.

Además de esto hay que tener en cuenta una serie de gastos en materiales de trabajo, dietas, viajes, horas extras, etc. que son del orden de 2 000 €.

Por último, al coste total se le suma un 10 % de beneficio para la empresa o entidad encargada del diseño.

6.2.3. PRESUPUESTO TOTAL

Considerando todos los puntos expuestos, el resultado total del presupuesto aparece reflejado en la siguiente tabla:

CONCEPTO	COSTE (€)
Sistema de control	18 164
Horas de trabajo	17 600
Gastos generales	2 000
TOTAL COSTES	37 764
Benefició 10 %	3 776.4
TOTAL PRESUPUESTO	41 540.4

Tabla 23: Resumen de costes.

Por lo tanto el presupuesto total con un beneficio del 10 % para el sistema de control y la ingeniería de diseño asciende a 41 540,4 €.

6.3. COMPARATIVA ECONÓMICA

En este apartado se realiza una comparativa de coste anual entre las dos opciones de condensación existentes hoy día en las centrales de concentración. Por un lado el condensador más convencionales con torre de refrigeración y por otro la alternativa escogida en este proyecto, el aerocondensador.

Para ello se tendrá en cuenta el coste de la diferencia de consumo eléctrico, el mantenimiento y la unidad de tratamiento de agua.

6.3.1. CONSUMO

La primera comparativa se realiza respecto al consumo de energía eléctrica por parte de los dos sistemas de condensación. Gracias al estudio realizado en el apartado *3.7 COMPARATIVA DE CONSUMOS* se tienen datos de los consumos necesarios en ambas instalaciones.

De la tabla 18 se extrae la siguiente información:

- Consumo eléctrico del aerocondensador: 12 870 kWh.

- Consumo eléctrico del condensador con torre: 1 180 kWh.

Sabiendo que el precio de la electricidad es de 0.1 €/kWh aproximadamente [33], el uso del aerocondensador en lugar del clásico condensador con torre supone un coste adicional anual de:

$$(12\,870\text{ kWh} - 1\,180\text{ kWh}) \cdot \frac{10\text{ h}}{\text{día}} \cdot \frac{365\text{ días}}{\text{año}} \cdot 0,1 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = 4\,266\,850\text{ €/año}$$

6.3.2. MANTENIMIENTO

Por otro lado el mantenimiento trae consigo un coste anual importante y por tanto a tener en cuenta.

El costo promedio de una torre de enfriamiento, condensador, sistema de extracción de agua de un acuífero, líneas de agua de circulación y bombas de agua, es en promedio anual de unos 3 500 000 € [34].

Mientras que el costo de mantenimiento de un aerocondensador, incluyendo ventiladores y accesorios es de unos 120 000 € [34].

Por lo que se tendrá un ahorro estimado en mantenimiento de unos 3 380 000 € anuales en promedio.

6.3.3. TRATAMIENTO DE AGUA

Hay que tener en cuenta que al utilizar agua procedente de un acuífero como fluido refrigerante, los condensadores con torre de enfriamiento incluyen una unidad de tratamiento de agua que los aerocondensadores no requieren.

Esta unidad de tratamiento de agua mantiene limpias las líneas y equipos del sistema de enfriamiento de corrosión, incrustación y ensuciamiento ya sea físico – químico como biológico.

Para ello, estas unidades utilizan una serie de productos químicas como: ácido sulfúrico, cloro, inhibidores de la corrosión, microbicidas, etc. los cuales conllevan un coste anual promedio de 1 526 304 € [35].

6.3.4. RESULTADO

Con los costos obtenidos en estos apartado se elabora una tabla resumen en la que figura la diferencia entre el costo anual de un aerocondensador respecto al costo anual de un condensador con torre de enfriamiento.

Consumo	- 4 266 850 €
Mantenimiento	3 380 000 €
Tratamiento de agua	1 027 799 €
TOTAL	140 949 €

Tabla 24: Ahorro en el coste anual de un aerocondensador con respecto a un condensador con torre.

Por lo tanto, el uso de aerocondensadores en la planta solar proporciona un ahorro de costes anuales de aproximadamente unos 141 000 €.

Aún así, reemplazar los condensadores húmedos con torre de refrigeración por aerocondensadores incrementa el precio de la electricidad cerca de un 8 %. Esto ocurre porque a pesar de la reducción de costes anuales, la inversión inicial de un aerocondensador es muy alta [66].



Capítulo 7: **CONCLUSIONES**

CONCLUSIONES

En este proyecto se ha concluido el diseño de un aerocondensador dividido en cinco módulos que operan en paralelo, con un área de transferencia de calor total de $7\,141\cdot 10^5\text{ m}^2$, lo cual se traduce en 64 250 tubos aleteados de duraluminio dispuestos en una configuración escalonada y en haces de 6 filas. Además cuenta con 30 ventiladores DTF (R) 2800 – 14 en cada módulo para disipar el calor y una serie de elementos de medida que monitorean los parámetros principales durante su funcionamiento.

Tras los análisis efectuados en este proyecto, se puede concluir que el 96 % del tiempo que está en funcionamiento el aerocondensador, su consumo es óptimo ya que los ventiladores funcionan en su punto de mayor rendimiento proporcionando una velocidad del aire que atraviesa los tubos aleteados de 3,5 m/s.

Durante menos del 4 % del tiempo restante, algunos picos de calor producidos en verano obligan a aumentar la velocidad del aire impulsado por los ventiladores para garantizar el buen funcionamiento del aerocondensador, incrementándose de esta forma su consumo de electricidad.

Por otro lado, tras el análisis bajo condiciones extremas de temperatura, se ha visto que a partir de $43\text{ }^\circ\text{C}$ de temperatura exterior, es decir, de temperatura de entrada del aire, el condensador es incapaz de disipar toda la potencia térmica requerida por la central por sí solo, ya que el aumento del caudal de aire necesario sería desmesuradamente grande. En ese caso sería preciso tomar otro tipo de medidas, como podría ser reducir la producción desviando parte del calor absorbido a los sistemas de acumulación para usarlo unas horas después cuando la temperatura haya bajado por debajo de los $43\text{ }^\circ\text{C}$.

Hay que tener en cuenta que según los datos meteorológicos [13], en los últimos 5 años se han superado los $42\text{ }^\circ\text{C}$ en Córdoba tan solo 5 días. Por tanto, esta situación se considera un caso extremo y excepcional, que sucede apenas unas pocas horas al año, si cabe.

En cuanto al consumo, teniendo en cuenta que la disipación de calor se efectúa exclusivamente mediante corrientes forzadas de aire, que el condensador consuma un 10.04 % de la potencia térmica que es capaz de disipar es un resultado más que razonable.

Por otro lado, como ya se esperaba, el autoconsumo del aerocondensador es mucho mayor que el que tendría un condensador que funcionara con una torre de refrigeración, lo cual disminuirá el rendimiento global de la central.

Respecto al análisis económico, se ha encontrado que la instalación de un aerocondensador supone un ahorro en los costes anuales de unos 141 000 € respecto al condensador húmedo con torre de enfriamiento. Sin embargo su inversión inicial es tan alta que su utilización provoca un incremento del precio de la electricidad cercano al 8 %.



Finalmente, desde el punto de vista medioambiental, el hecho de que con el aerocondensador se pueda llegar a ahorrar unos $4\,416\text{ m}^3/\text{h}$, es decir, $38\,684\,160\text{ m}^3$ de agua al año, ofrece la posibilidad de estudiar nuevos emplazamientos para las centrales, donde de otra manera sería inviable, y evitar un gran impacto ambiental por explotación de acuíferos.

NOMENCLATURA

A	Área exterior de transferencia de calor	m^2
A_e	Área exterior de un tubo	m^2
A_{e0}	Área exterior de transferencia de calor inicial	m^2
A_f	Área exterior de una aleta	m^2
A_i	Área interior de un tubo	m^2
A_{lat}	Área del “tejado” total del aerocondensador	m^2
C_1	Constante en la correlación del Nusselt	
C_2	Factor de corrección del Nusselt para haces de tubos de menos de diez filas	
C_{AlCu}	Calor específico del Duraluminio	J/kg K
C_{p1}	Calor específico del agua	J/kg K
$C_{p_{aire}}$	Calor específico del aire	J/kg K
d	Diámetro equivalente para la circulación de condensado	m
D_e	Diámetro exterior del tubo	mm
D_i	Diámetro interior del tubo	mm
e_t	Espesor del tubo	mm
e_f	Espesor de aleta	mm
g	Aceleración de la gravedad	m/s^2
h_i	Coefficiente de transferencia de calor por convección interna	W/m^2K
h_f	Altura de la aleta	mm
h_{fg}	Entalpía de vaporización	J/kg
h_0	Coefficiente de transferencia de calor por convección externa	W/m^2K
k_{aire}	Conductividad térmica del aire	W/m K
k_{AlCu}	Conductividad térmica del Duraluminio	W/m K
k_i	Conductividad térmica del agua	W/m K
L	Longitud del tubo	m

L_l	Distancia entre centros de tubos en la dirección longitudinal al flujo externo	m
L_t	Distancia entre centros de tubos en la dirección transversal al flujo externo	m
m	Constante en la correlación de Nusselt	
m_{agua}	Flujo másico de agua o vapor	kg/s
m_{aire}	Flujo másico de aire	kg/s
N_f	Número de aletas por unidad de longitud	aleta/m
N_{ftubo}	Número de aletas por tubo	aleta/tubo
N_l	Número de filas de tubos	
N_{tubos}	Número total de tubos	
Nu	Número de Nusselt	
Pot_e	Potencia eléctrica	W
Pot_t	Potencia térmica	W
Pr_{aire}	Número de Prandtl para el aire	
R_{Di}	Factor de incrustación del agua por el interior de los tubos	m^2K/W
R_{Do}	Factor de incrustación del aire por el exterior de los tubos	m^2K/W
Re_i	Número de Reynolds en el interior de los tubos	
Re_D	Número de Reynolds en el exterior de los tubos	
$R_{t_{\text{total}}}$	Resistencia térmica total	
S_T	Sección transversal de paso del fluido interno	m^2
S_f	Espacio entre puntas de aletas	m
T_{aireIn}	Temperatura de entrada del aire	$^{\circ}C$
T_{aireOut}	Temperatura de salida del aire	$^{\circ}C$
T_{lm}	Temperatura media logarítmica	K
T_c	Temperatura de condensación	$^{\circ}C$
U	Coficiente global de transferencia de calor	W/m^2K
V_{aire}	Velocidad del aire que atraviesa los tubos	m/s

V_{\max}	Velocidad máxima corregida de Grimison	m/s
α_{AlCu}	Difusividad del Duraluminio	m^2/s
ΔT_{lm}	Variación de temperatura media logarítmica	K
η_f	Eficiencia de una aleta	
η_{tv}	Eficiencia de la turbina de vapor	
η_w	Rendimiento de la superficie aleteada	
μ_{aire}	Viscosidad del aire	$\text{N s}/\text{m}^2$
μ_l	Viscosidad del agua	$\text{N s}/\text{m}^2$
μ_v	Viscosidad del vapor de agua	$\text{N s}/\text{m}^2$
ρ_{aire}	Densidad del aire	kg/m^3
ρ_{AlCu}	Densidad del Duraluminio	kg/m^3
ρ_l	Densidad del agua	kg/m^3
ρ_v	Densidad del vapor de agua	kg/m^3

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Instituto Nacional de Estadística. www.ine.es
- [2] Ministerio de industria, energía y comercio. “La energía en España 2010”. Segunda edición, Madrid, 2011. <http://www.minetur.gob.es/energia/balances/Balances/Paginas/Balances.aspx>
- [3] FocusAbengoa – Fedea. “Boletín energético de España”. Número 1. España, 2011.
- [4] Asociación Española de la Industria Solar Termoeléctrica. www.protermosolar.com
- [5] Página web de SMI Energías Renovables.
<http://smienergias.wordpress.com/category/energia-solar/>
- [6] Blog de conCIENCIAtec. <http://varinia.es/blog/2010/07/>
- [7] Blog de Ecomanía. <http://ecomaniablog.blogspot.com.es/2011/08/grandes-plantas-solares-termicas.html>
- [8] Página web de Acciona. http://www.acciona-energia.es/areas_actividad/solar_termoelectrica/instalaciones/plantasenespana/
- [9] Departamento técnico de Acciona Energía, “Energía solar termoeléctrica”, Revista Energética XXI, nº106, Enero/Febrero 2011.
- [10] Informe ESINDUS. <http://static.domestika.com/35570/files/20111026141000-palma-del-rio-i-y-ii.pdf>
- [11] Informe ECOSTAR 2005 “European Concentrated Solar Thermal Road-Mapping”, 2005.
- [12] Incropera, DeWitt, Bergman y Lavine. “Fundamentals of Heat and Mass Transfer” Sixth edition, New York, 1990.
- [13] Página web de la Agencia Estatal de Meteorología. <http://www.aemet.es/es/servidor-datos>
- [14] Serth R. W. “Process heat transfer : principles and applications” Edición online, 2007.
- [15] Página web del proveedor de tubos Airco Fin. <http://www.aircofin.nl>
- [16] Alan J. Chapman. “Transmisión del calor”. Tercera edición, Rice University, 1984.
- [17] Jean- François Sacadura. “Initiation aux transferts thermiques”. Cuarta edición, París, 1993.
- [18] Página web de la empresa GEA Power Cooling de México S. de R.L.
http://www.geapowercooling.com.mx/opencms/opencms/gpm/es/products/Air_Cooled_Con densers/LuKo_k_interakt_6.html

- [19] Pedro Fernández Díez. “Ingeniería térmica y de fluidos”. Edición online. <http://es.libros.redsauce.net> Cantabria, 2009.
- [20] J. P. Holman. “Transferencia de calor”. Décima edición, México, 1999.
- [21] Por cortesía de Red Eléctrica de España S.A.U.
- [22] Página web del proveedor chino de ventiladores ZHEJIANG SHUANGYANG FAN CO.,LTD. <http://www.zj-syfy.com/en/products1-8.asp>
- [23] Página web de Abengoa. http://www.abengoa.es/corp/web/es/noticias_y_publicaciones/noticias/historico/2003/07_julio/20030725_noticias.html
- [24] Página web de la empresa GEA Power Cooling. <http://www.geapowercooling.com>
- [25] Joaquim Casal, Helena Montiel, Eulàlia Planas y Juan A. Vilchez. “Análisis del riesgo en instalaciones industriales”. Primera edición, Barcelona, 1999.
- [26] Sam Mannan. “Lee’s loss prevention in the process industries”. Tercera edición, Texas (USA), 2005.
- [27] “Informe Andarrios”. Conserjería de Medio Ambiente, Junta de Andalucía, 2009.
- [28] Página web de la empresa Grundfos. Catálogo. <http://www.grundfos.com/products.html>
- [29] Página web de la empresa Tenergetica. <http://www.tenergetica.com>
- [30] José Acedo Sánchez. “Instrumentación y control avanzado de proceso”. Primera edición, España, 2006.
- [31] Página web de la empresa Spirax Sarco. <http://www.spiraxsarco.com/>
- [32] Pedro Fernández Díez. “Centrales Térmicas”. Edición online. <http://es.libros.redsauce.net> Cantabria, 2009.
- [33] Página web de Iberdrola. <https://www.iberdrola.es/>
- [34] C.T. Gral. Francisco Villa. “Reporte de costos de mantenimiento anual, sistema R3”. México, 2008.
- [35] PROSEL, S.A. de C.V. “Tratamiento químico de los sistemas de enfriamiento” México, 1998.
- [36] Gur Mittelman y Michael Epstein. “A novel power block for CSP System”. Edición online 2010.
- [37] Instituto Nacional de Estadística. www.ine.es
- [38] S. I. Patsios, A. J. Karabelas y D. Sotiropoulos. “Improved industrial water management through membrane processes. The case of a large thermo-electric power plant”. Grecia, 2006.



[39] Mike Cabtree, David Eslingery Phil Fletcher. *“La lucha contra las incrustaciones. Remoción y prevención”*. Primera edición, Texas (USA), 1999.

[40] Black y Veatch. *“Power plant engineering”*. USA, 1996.

[41] I.Q. Angelica Elisabeth Bonilla. *“Tesis doctoral: Modelo matemático para la síntesis de servicios auxiliares”*, Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa, 2004.

ANEXOS

ANEXO A

Tabla: Propiedades del agua saturada [12].

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars)	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization , h _{hg} (kJ/kg·K)	Specific Heat (kJ/kg·K)		Viscosity (N·s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m·K)	
		v _f ·10 ³	v _g		Cp _f	Cp _g	μ _f ·10 ⁶	μ _g ·10 ⁶	k _f ·10 ³	k _g ·10 ³
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3

ANEXO B

Tabla: Propiedades del aire seco a presión atmosférica [14].

T		ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg·K)	k (W/m·K)	μ·10 ⁶ (N·s/m ²)	Pr
(K)	(°C)					
273	0	1.252	1011	0.0237	17.456	0.71
293	20	1.164	1012	0.0251	18.240	0.71
313	40	1.092	1014	0.0265	19.123	0.71
333	60	1.025	1017	0.0279	19.907	0.71
353	80	0.968	1019	0.0293	20.790	0.71
373	100	1	1022	0.0307	21.673	0.71
473	200	1	1035	0.037	25.693	0.71
573	300	1	1047	0.0429	39.322	0.71
673	400	1	1059	0.0485	32.754	0.72
773	500	0.442	1076	0.054	35.794	0.72
1273	1000	0.268	1139	0.0762	48.445	0.74

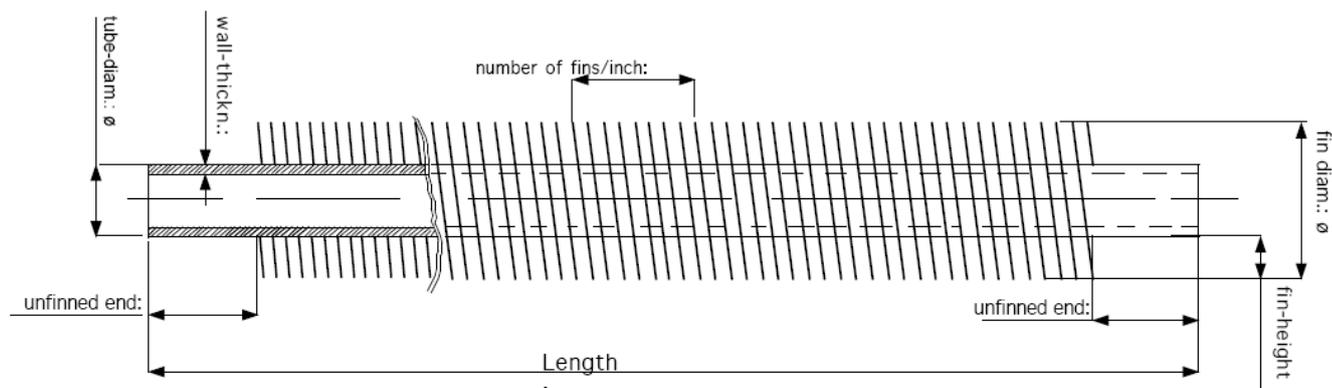
ANEXO C

Tabla: Valores típicos del coeficiente global de transferencia de calor en intercambiadores de calor refrigerados por aire y condensadores [14].

Service	(Btu/h-ft ² . F)
Liquid Coolers	
Engine jacket water	6.1-7.3
Process water	5.7-6.8
Ethylene glycol (50%) - water	4.4-4.9
Light hydrocarbons	4.2-5.7
Light gas oil	3.3-4.2
Light naphtha	4.2
Hydroformer and platformer liquids	4.0
Residuum	0.5-1.4
Tar	0.2-0.5
Gas coolers	
Air or flue gas, 50 psig (AP = 1 psi)	0.5
Air or flue gas, 100 psig (AP = 2 psi)	0.9
Air or flue gas, 100 psig (AP = 3 psi)	1.4
Hydrocarbon gases, 15-50 psig (AP = 1 psi)	1.4-1.9
Hydrocarbon gases, 50-250 psig (AP = 3 psi)	2.3-2.8
Hydrocarbon gases, 250-1500 psig (AP = 5 psi)	3.3-4.2
Ammonia reactor stream	4.2-5.2
Condensers	
Light hydrocarbons	4.5-5.0
Light gasoline	4.5
Light naphtha	3.8-4.7
Heavy naphtha	3.3-4.2
Reactor effluent (platformers, hydroformers, reformers)	3.8-4.7
Ammonia	5.0-5.9
Amine reactivator	4.7-5.7
Freon 12	3.5-4.2
Pure steam (0-20 psig)	6.3-9.4
Steam with non-condensables	3.3

ANEXO D

Esquema: Tubo aleteado de aleta alta con cuadro de medidas normalizadas [15].



base-tube diametres		fin-heights		number of fins per inch		
		3/8"..... 9,55 m.m.	1/2"..... 12,7 m.m.	3/8"..... 15,8 m.m.	fin's per inch	fin's per metre
5/8"	ø 15,88	3/8"			7.....275	
3/4"	ø 19,05	3/8" - 1/2"			8.....315	
1"	ø 25,4	3/8" - 1/2" - 5/8"			9.....354	
1-1/4"	ø 31,75	3/8" - 1/2" - 5/8"			10.....394	
1-1/2"	ø 38,1	3/8" - 1/2" - 5/8"			11.....433	
1-3/4"	ø 44,4	3/8" - 1/2" - 5/8"				
2"	ø 50,8	3/8" - 1/2" - 5/8"				

ANEXO E

Tabla: Constantes para la correlación de convección externa, para banco de tubos de 10 o más filas [12].

	S _t /D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
S _t /D	C ₁	m	C ₁	m	C ₁	m	C ₁	m
Aligned								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.0	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.0	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Staggered								
0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

ANEXO F

Tabla: Factor de corrección, para banco de tubos de menos de 10 filas [12].

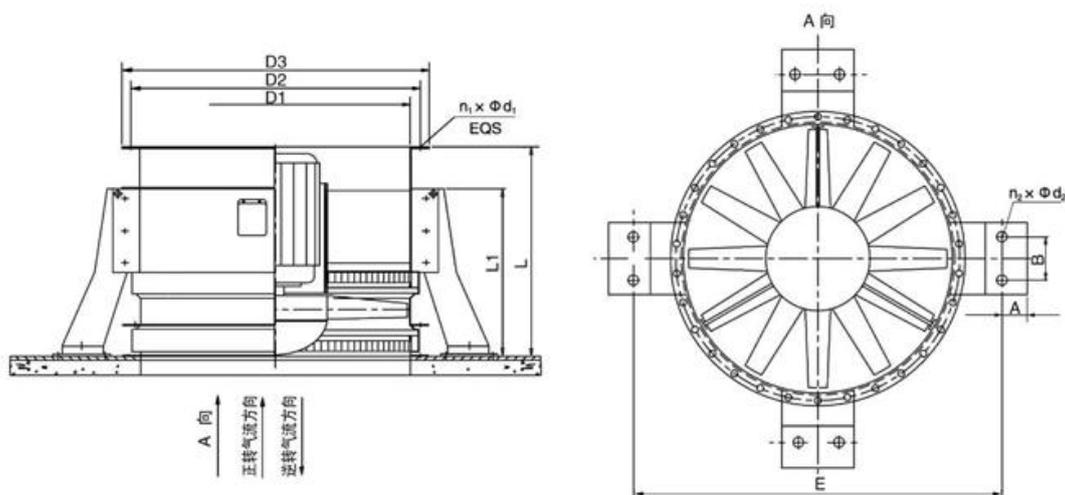
N _L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Aligned	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.98	0.98	0.99

ANEXO G

Catálogo: Esquema y dimensiones de los distintos modelos del ventilador axial reversible DTF(R) [22].

● DTF(R)系列可逆转轴流风机立式安装外形尺寸图

Overall Dimensional Diagram of DTF(R) Reversible Axial Fan, Vertical



● DTF(R)系列可逆转轴流风机立式安装外形尺寸表

Overall Dimensional Table of DTF(R) Reversible Axial Fan, Vertical

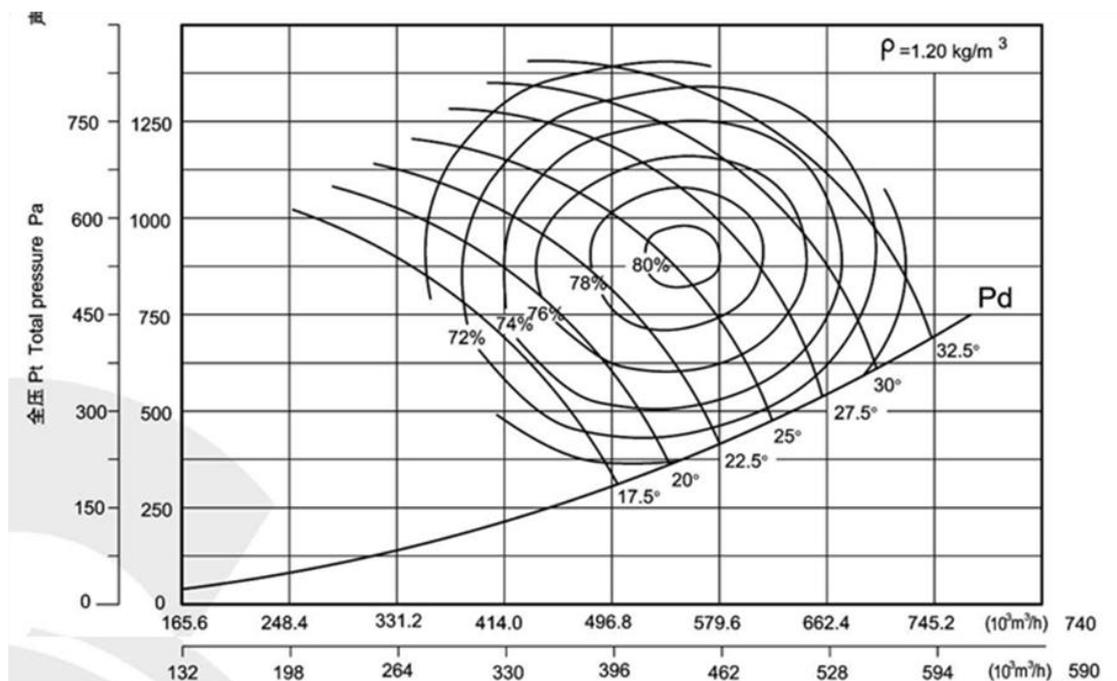
Dimension 尺寸 机号 Size	D1	D2	D3	E	L	L1	A	B	$n_1 \times \Phi d_1$	$n_2 \times \Phi d_2$
12.5	1260	1330	1380	1600	940	400	50	100	20×Φ14	8×Φ16
14	1410	1482	1532	1800	1050	500	60	100	20×Φ14	8×Φ16
15	1510	1592	1652	1900	1100	500	60	100	20×Φ14	8×Φ16
16	1610	1702	1772	2000	1200	600	70	100	24×Φ18	8×Φ18
18	1810	1920	2006	2200	1400	700	70	125	30×Φ18	8×Φ18
19	1910	2030	2112	2300	1420	700	70	125	32×Φ18	8×Φ18
20	2010	2130	2214	2400	1500	750	80	125	36×Φ18	8×Φ20
21	2112	2240	2340	2500	1650	750	80	125	36×Φ18	8×Φ20
22	2212	2330	2416	2700	1650	800	80	140	36×Φ18	8×Φ20
24	2412	2530	2616	2900	1800	850	80	140	36×Φ20	8×Φ22
25	2512	2630	2716	3000	1800	850	80	140	36×Φ20	8×Φ22
26	2614	2760	2860	3200	1950	900	80	160	40×Φ22	8×Φ22
28	2814	2960	3060	3400	2100	950	80	160	42×Φ22	8×Φ24

说明: 配用 200kW 以上电机时, 其 L 尺寸应随电机长度增加。

Remarks: If power is 200kW or more, Length "L" shall be extended as per the length of motor.

ANEXO H

Catálogo: Curvas características y cuadro de consumos del ventilador axial DTF (R) modelo 2800 – 14 [22].



轴功率 Peak absorbed power(kW)

自由空间 Free-field (dB)

Speed min ⁻¹	叶片角度 Pitch angle (°)							频率 Frequency (Hz)							
	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
740 motor	117.2 200	137.6 185	159.0 220	182.8 220	215.7 280	245.5 315	289.5 355	-12	-10	-1	-4	-8	-10	-18	-23
590 motor	55.3 75	64.4	74.5 90	85.8 110	101.4 132	115.5 160	136.3 185	-12	-9	-1	-3	-7	-11	-18	-28

ANEXO I

Catálogo: Curvas características de las bombas TP 400-760, TP 400-720 y TP 400-570 [28].

